



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN
SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) -
DEPENDENT***

**PRASETYA AGISTA
NRP. 2112 106 048**

**Dosen Pembimbing
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, . M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



FINAL PROJECT - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDY MAIN CHARACTERISTICS
VIBRATION SYSTEM WITH ADDITION OF DOUBLE
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) -
DEPENDENT**

**PRASETYA AGISTA
NRP. 2112 106 048**

**Academic Supervisor
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - DEPENDENT*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

PRASETYA AGISTA
NRP. 2112 106 048

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1.Dr.Eng Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng

2.Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc., PhD

3.Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT

4.Moch.Solichin, ST., MT



SURABAYA
Juli, 2015

EXPERIMENTAL STUDY MAIN CHARACTERISTICS VIBRATION SYSTEM WITH ADDITION OF DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - DEPENDENT

Name : Prasetya Agista
NRP : 2112 106 048
Departement : Mechanical Engineering FTI – ITS
Supervisor : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
ST., M.Eng
NIP : 19750511 1999 031 001

Abstract

Excessive vibration can cause damage to the structure or machine that needs to be reduced. One way to reduce excessive vibration is to add Dynamic Vibration Absorber (DVA) in the main system.

In this final task will be carried out experimental study of vibration characteristics of the main system 2 Degree of Freedom (DOF) and a parallel system with the addition of double DVA arranged parallel dependent. Experimental studies conducted by measuring the vibration on the main system by placing an accelerometer on the center of gravity and the tip of the main system with the specified distance. Then testing is done with a variation of motor rotation (15, 20, 25.30, 35) Hz and phase angle difference of 90 °. In addition to vary the distance between the two DVA on a parallel system that is (5, 10.15) cm.

The results of this thesis is the value in the form of translational vibration response at 25 Hz frequency variation with distance variation DVA L / 5 with an acceleration of 6.30 m / s² and the reduction percentage is 65% and the rotation at 25 Hz frequency variation with distance variation DVA L / 5 with an acceleration of 54.74 m / s² and the reduction

percentage is 38%. From the above results it can be seen that the addition of double DVA at 25 Hz frequency variation with distance variation $DVA\ L / 5$ can dampen vibrations in the direction of the translational and rotational well.

Keywords: *Vibration, Dynamic Vibration Absorber (DVA), the motor frequency, phase angle, and the distance between the two DVA*

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - DEPENDENT*

Nama Mahasiswa : Prasetya Agista
NRP : 2112 106 048
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
**Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,
ST., M.Eng**
NIP : 19750511 1999 031 001

Abstrak

Getaran berlebih dapat menimbulkan kerusakan pada struktur atau mesin sehingga perlu direduksi. Salah satu cara untuk mereduksi getaran yang berlebih adalah dengan menambahkan Dynamic Vibration Absorber (DVA) pada sistem utama.

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan studi eksperimen karakteristik getaran sistem utama 2 Degree of Freedom (DOF) dan sistem paralel dengan penambahan double DVA tersusun paralel dependent. Studi eksperimen dilakukan dengan mengukur getaran pada sistem utama dengan meletakkan accelerometer pada titik berat dan diujung sistem utama dengan jarak yang ditentukan. Kemudian pengujian dilakukan dengan variasi putaran motor (15, 20, 25, 30, 35) Hz dan beda sudut phasa 90°. Selain itu divariasikan jarak antar 2 DVA pada sistem paralel yaitu (5, 10, 15) cm.

Hasil yang diperoleh dari tugas akhir ini adalah nilai respon getaran berupa translasi pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA L/5 dengan nilai percepatan 6,30 m/s² dan prosentase reduksinya adalah 65% dan rotasi pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA L/5 dengan nilai percepatan 54,74 m/s² dan prosentase reduksinya adalah

38%. Dari hasil diatas dapat diketahui bahwa pada penambahan double DVA pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA $L/5$ dapat meredam getaran pada arah translasi dan rotasi dengan baik.

Kata Kunci : *Getaran, Dynamic Vibration Absorber (DVA), Frekuensi motor, Sudut phasa, dan jarak antar 2 DVA*

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Ibunda tercinta Ista Efrina dan Ayahanda tercinta Dwi Agung Wardoyo yang senantiasa memberikan doa, dorongan semangat dan moril bagi penulis untuk terus berusaha menuntut ilmu semoga Allah SWT selalu memberikan rahmat serta hidayahnya.
2. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc., PhD. , Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. dan Bapak Moch. Solichin, ST., MT. selaku dosen penguji proposal tugas akhir dan tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Bapak Dr. Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng. selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan, perhatian, dan saran-saran yang telah bapak berikan selama ini.

5. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng. PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan motivasi dan dukungan kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
6. Seluruh Dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS.
7. Keluarga besar penulis yang senantiasa memberikan doa dan dukungannya kepada penulis sehingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Rekan – rekan tim *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) Hakim Imam Nugroho selaku *partner*, Susastro Suharto selaku kakak senior yang selalu sabar membimbing dan mengajarkan seluruh ilmunya, Lambok Raymond selaku salah satu sahabat yang selalu memberi motivasi kepada saya yang sama – sama berjuang dan saling bahu membahu menyelesaikan Tugas Akhir ini.
9. Rekan - rekan lintas jalur Teknik Mesin ITS angkatan tahun 2012 Genap, yang senantiasa memberikan semangat dan bantuan ketika penulis membutuhkan, terima kasih atas bantuannya dan mari kita jaga persahabatan dan persaudaraan yang telah berjalan.
10. Harris Wull, Ayrton Ekananda, Febrian Peppy, Reza Ucup selaku keluarga kedua serta sahabat - sahabat di Surabaya yang selalu memberi semangat dan motivasi kepada penulis.
11. Intan Vivi Hariyanti selaku *partner in crime* yang juga memberi semangat dan motivasi kepada penulis.
12. Saudara-saudara seperjuangan D3 Mesin ITS yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu yang selalu memberi semangat dan motivasi dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
13. Teman-teman Lab. Sistem Dinamis dan Vibrasi terima kasih atas doa dan dukungannya.
14. Seluruh civitas akademik Teknik Mesin ITS.
15. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat Penelitian	3
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Dasar Teori Mekanika Getaran	5
2.1.1 Amplitudo	5
2.1.2 Frekuensi	6
2.2 <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	6
2.3 Getaran Sistem Tanpa Peredam	7
2.4 Getaran Sistem Dengan Peredam	9
2.5 Penelitian Terdahulu	12
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	17
3.1 Tahapan Penelitian	17
3.1.1 Diagram Alir Penelitian	17
3.1.2 Penjelasan Diagram Alir Penelitian	19
3.2 Rancangan Pemodelan Sederhana	25
3.2.1 Model Mekanisme <i>Prototype</i> DVA	32
3.2.2 Skema Dinamis <i>Prototype</i> DVA	33
3.2.3 Rancangan Mekanisme Secara Teoritis	33

3.2.3.1	Variasi Frekuensi pada <i>Prototype</i> DVA.....	34
3.2.3.2	Variasi Sudut Phasa <i>Disc</i> pada <i>Prototype</i> DVA.....	34
3.2.3.3	Menentukan Panjang <i>Beam</i>	35
3.2.3.4	Menentukan Massa <i>Unbalance</i>	36
3.2.3.5	Menentukan Massa DVA.....	37
3.3	Pengujian.....	37
3.3.1	Peralatan Pengujian.....	37
3.3.1.1	<i>Oscilloscope</i>	37
3.3.1.2	<i>Accelerometer</i>	38
3.3.1.3	<i>Power Supply</i>	39
3.3.2	Penentuan Posisi Pengukuran.....	40
3.3.3	Diagram Alir Pengujian.....	40
3.3.4	Penjelasan Diagram Alir Pengujian.....	42
3.3.5	Lembar Data Pengujian.....	44
BAB IV	ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	45
4.1	Analisa Eksperimen.....	45
4.1.1	Pengolahan Data.....	45
4.2	Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan yang Dihasilkan Tanpa DVA.....	47
4.2.1	Variasi Frekuensi pada Sistem Tanpa DVA.....	47
4.3	Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Percepatan yang Dihasilkan Dengan Penambahan <i>Double</i> DVA.....	49
4.3.1	Variasi Jarak DVA L/10.....	49
4.3.2	Variasi Jarak DVA L/5.....	51
4.3.3	Variasi Jarak DVA L/3.....	53
4.4	Pengaruh Analisa Respon Getaran Percepatan (<i>Acceleration</i>).....	55
4.4.1	Kondisi Tanpa DVA.....	55
4.4.2	Kondisi dengan Penambahan <i>Double</i> DVA.....	59

4.4.2.1 Hasil Nilai Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi.....	59
4.4.2.2 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Translasi pada Sistem Dengan Penambahan <i>Double</i>	60
4.4.2.3 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Rotasi pada Sistem Dengan Penambahan <i>Double</i>	62
4.5 Pembahasan Grafik Sistem Dengan Penambahan <i>Double</i> DVA dengan Grafik Sistem Tanpa DVA.....	64
4.5.1 Hasil Reduksi Nilai Percepatan Sistem Dengan Penambahan <i>Double</i> DVA dan Tanpa DVA.....	64
4.5.2 Pembahasan Grafik Translasi Sistem Dengan Penambahan <i>Double</i> DVA dengan Grafik Sistem Tanpa.....	65
4.5.3 Pembahasan Grafik Rotasi Sistem Dengan Penambahan <i>Double</i> DVA dengan Grafik Sistem Tanpa.....	65
4.5.4 Pembahasan Grafik Nilai Reduksi Percepatan.....	70
4.5.4.1 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Translasi pada Sistem Dengan Penambahan <i>Double</i>	70
4.5.4.2 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Rotasi pada Sistem Dengan Penambahan <i>Double</i>	71
4.6 Pengaruh Variasi pada Sistem Utama.....	73
4.6.1 Pengaruh Frekuensi pada Sistem Utama.....	73
4.6.2 Pengaruh Panjang Lengan pada Sistem Utama dan <i>Stiffness</i> Pegas Sistem Paralel.....	74
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	75
5.1 Kesimpulan.....	75
5.2 Saran.....	76
DAFTAR PUSTAKA	

DAFTAR GAMBAR

Tabel 3.1.	Pengambilan Data.....	44
Tabel 4.1.	Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Frekuensi Tanpa DVA Pengambilan Data	49
Tabel 4.2.	Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/10	51
Tabel 4.3.	Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/5	53
Tabel 4.4.	Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/3	55
Tabel 4.5.	Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Translasi dan Rotasi untuk Kondisi Tanpa DVA	57
Tabel 4.6.	Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Translasi untuk Kondisi Dengan Penambahan DVA	59
Tabel 4.7.	Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Rotasi untuk Kondisi Dengan Penambahan DVA Pengambilan Data.....	60
Tabel 4.8.	Nilai Reduksi Gerak Translasi.....	64
Tabel 4.9.	Nilai Reduksi Gerak Rotasi	65

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Vibrasi atau Getaran yang terjadi pada suatu mesin dapat mengakibatkan kerusakan pada konstruksi mesin. Proses redaman tidak hanya dilakukan dengan meminimalkan gaya eksitasi tapi dapat juga dilakukan dengan menambah peredam getaran pada mesin tersebut.

Dynamic Vibration Absorber (DVA) atau peredam getaran dinamis adalah sistem pegas – massa dirubah yang digunakan untuk mereduksi getaran pada sistem jeda satu frekuensi. Sebuah *absorber* dinamis dapat ditempelkan pada mesin berputar dan diatur untuk bergerak tidak beraturan dalam sedemikian rupa sehingga dapat melawan kekuatan dari ketidakseimbangan berputar. Metode yang dapat digunakan untuk meredam getaran adalah dengan memasang peredam getaran dinamik DVA yang merupakan suatu metode yang cukup populer dilakukan. DVA sebelumnya banyak digunakan pada bangunan tingkat tinggi yang berguna untuk mengurangi dampak negatif dari getaran yang disebabkan oleh gempa bumi pada bangunan tersebut. DVA juga dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran, sehingga tidak hanya terfokus untuk bangunan bertingkat saja.

Pada penelitian tugas akhir ini akan dibuat dan dibahas mengenai mekanisme dengan DVA kemudian dilakukan pengujian karakteristik. Penelitian ini menggunakan motor listrik AC sebagai sumber getaran pada sebuah *Beam* dan memvariasikan nilai parameter alat uji yaitu sudut fasa *disc* 0° dan 90° dan frekuensi kecepatan motor pada 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz serta perubahan jarak posisi massa DVA L/10 (5 cm), L/5 (10 cm), dan L/3 (15 cm) sehingga mendapatkan respon getaran. Dari pengujian tersebut dapat diketahui bahwa

bagaimana pengaruh penambahan DVA pada sistem utama sehingga dapat mereduksi getaran.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan permasalahan yang dapat ditetapkan berdasarkan latar belakang tersebut adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana perubahan frekuensi terhadap respon gerak yang dihasilkan pada sistem utama?
2. Bagaimana pengaruh variasi jarak penambahan 2 massa DVA terhadap getaran rotasi dan translasi pada sistem utama?
3. Bagaimana nilai reduksi getaran pada sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui perubahan frekuensi terhadap respon gerak yang dihasilkan pada sistem utama.
2. Mengetahui pengaruh variasi jarak penambahan 2 massa DVA terhadap getaran translasi dan rotasi pada sistem utama.
3. Mengetahui nilai reduksi getaran pada sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan agar penelitian dapat berjalan secara fokus dan terarah serta dapat mencapai tujuan yang diinginkan adalah sebagai berikut:

1. Pengoperasian motor listrik dalam keadaan normal.
2. Getaran yang terjadi pada *beam* hanya bergerak satu sumbu vertikal.
3. Nilai redaman diasumsikan kecil sehingga dapat diabaikan.
4. Perpindahan 2 massa DVA - *dependent* bergeser secara simetris.
5. Jarak pergeseran DVA sepanjang $L/10$, $L/5$, dan $L/3$ dari panjang total sistem utama sepanjang 50 cm.
6. Gaya eksitasi yang terjadi hanya disebabkan oleh massa *unbalance* yang digerakkan oleh motor listrik.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui manfaat penambahan 2 massa DVA untuk meredam getaran agar bisa diaplikasikan pada dunia industri.
2. Menyediakan data pengaruh penambahan DVA terhadap reduksi getaran sistem utama.

1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan disusun dalam lima bab yaitu pendahuluan, dasar teori, metodologi penelitian, analisa data dan pembahasan, serta kesimpulan. Adapun perinciannya adalah sebagai berikut

1. BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang dari penelitian ini, perumusan masalah, tujuan tugas akhir, batasan masalah dari penelitian, manfaat penelitian dan sistematika penulisan penelitian.

2. BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Dasar teori dan peneliti terdahulu berisi semua hal yang menunjang dalam melakukan analisa hasil penelitian.

3. BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini menerangkan tentang pengambilan data yang dilakukan pada tugas akhir ini.

4. BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi tentang hasil pengolahan dari data-data yang didapat, kemudian dianalisa lebih lanjut.

5. BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Bab penutup ini terdiri dari kesimpulan hasil pengolahan dari data-data dan saran yang perlu diberikan.

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori Mekanika Getaran

Secara umum getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangan. Setiap komponen mekanikal memiliki berat dan properties yang menyerupai pegas, ada dua kelompok umum dari getaran, yaitu getaran bebas dan getaran paksa.

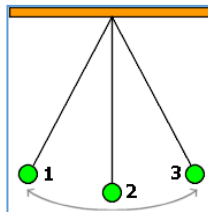
Getaran memiliki ciri-ciri, di antaranya:

- Untuk menempuh lintasan satu getaran diperlukan waktu yang biasa disebut periode
- Banyaknya getaran dalam satu sekon disebut frekuensi (f)

Semua sistem yang bergetar mengalami redaman sampai derajat tertentu karena energi terdisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Jika redaman kecil maka pengaruhnya sangat kecil terhadap frekuensi naturalnya, dan perhitungan frekuensi natural biasanya dilakukan atas dasar tidak ada redaman.

2.1.1 Amplitudo

Amplitudo adalah pengukuran skalar yang nonnegatif dari besar osilasi suatu gelombang. Amplitudo juga dapat didefinisikan sebagai jarak terjauh dari garis kesetimbangan dalam gelombang sinusoida dihitung dari kedudukan seimbang.



Gambar 2.1 Gerakan Pada Bandul [5]

2.1.2 Frekuensi

Frekuensi adalah ukuran jumlah putaran ulang per peristiwa dalam satuan waktu yang diberikan. Secara alternatif, seseorang bisa mengukur waktu antara dua buah kejadian / peristiwa (dan menyebutnya sebagai periode), lalu memperhitungkan frekuensi (f) sebagai hasil kebalikan dari periode (T), seperti nampak dari rumus di bawah ini :

$$f = \frac{1}{T} \dots \dots \dots (2.1)$$

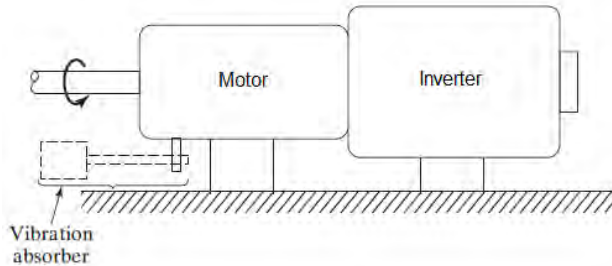
2.2 *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

Dynamic Vibration Absorber (DVA) atau Peredam Getaran Dinamis adalah sistem pegas-massa dirubah yang mengurangi atau menghilangkan getaran sistem harmonis. Sebuah *absorber* dinamis dapat ditempelkan pada mesin berputar dan disetel untuk terombang-ambing dalam sedemikian rupa sehingga persis melawan kekuatan dari ketidakseimbangan berputar.

Metode yang dapat digunakan untuk meredam getaran adalah dengan memasang peredam getaran dinamik DVA merupakan suatu metode yang cukup populer dilakukan untuk mereduksi getaran.

Penyerap getaran pada umumnya digunakan dalam mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, karena getaran absorber diatur kesatu frekuensi tertentu dan berlaku efektif hanya melalui frekuensi pita sempit. Aplikasi umum dari getaran absorber termasuk alat dengan gerak maju mundur, seperti *sanders*, gergaji, dan *compactor* yang berjalan pada kecepatan konstan (untuk konsumsi bahan bakar minimum). Dalam sistem ini, penyerap getaran membantu menyeimbangkan kekuatan gerak maju mundur (*reciprocating*). Tanpa getaran *absorber*, gaya dari gerak maju mundur (*reciprocating force*) tidak seimbang dan bisa membuat perangkat tidak mungkin untuk terus dihambat atau dikontrol. Peredam getaran juga digunakan pada baris transmisi tegangan tinggi. Pada kasus ini, peredam getaran dinamis, dalam bentuk perangkat berbentuk beban (Gambar 2.2), digantung pada

motor untuk mengurangi dampak getaran yang diterima oleh motor.



Gambar 2.2 Mekanisme DVA pada Motor Listrik [6]

2.3 Getaran Sistem Dinamis Tanpa Peredam

Ketika kita hubungkan massa m_2 ke sebuah mesin dengan massa m_1 dengan pegas yang kekakuannya k_2 , hasil dari sistem 2 DOF terlihat pada Gambar 2.3. Persamaan gerak antara m_1 dan m_2 dapat dilihat pada persamaan berikut :

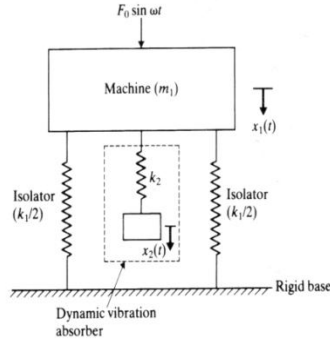
$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots (2.2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \dots\dots\dots (2.3)$$

Didapatkan *steady state* amplitude dari m_1 dan m_2 ,

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \dots\dots\dots (2.4)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \dots\dots\dots (2.5)$$



Gambar 2.3 Getaran Sistem Dinamis Tanpa Peredam [4]

Persamaan gerak pada sistem

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.6)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.7)$$

Untuk membuat amplitudo $m_1 = 0$ maka persamaannya harus sama dengan nol

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.8)$$

Jika mesin sebelum ditambahkan DVA resonansinya $\omega^2 \approx \omega_1^2 = k_1/m_1$. Sehingga persamaannya menjadi,

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.9)$$

Amplitudo dari mesin pada saat dioperasikan merupakan frekuensi *resonance* yang sebenarnya, akan menjadi 0 dengan mendapatkan,

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1} \right)^{1/2} \quad (2.10)$$

Dengan natural frekuensi dari mesin atau sistem utama, dan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2} \right)^{1/2} \quad (2.11)$$

Natural frekuensi dari *absorber*, persamaan 2.10 dan 2.11 dapat dituliskan,

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \dots\dots\dots(2.12)$$

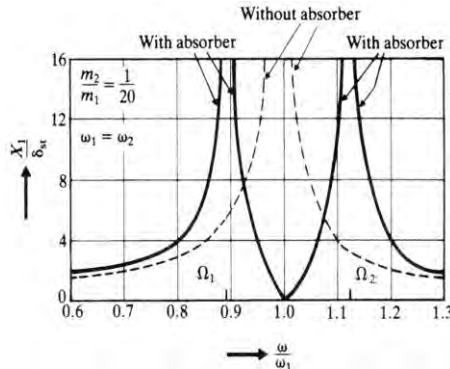
$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \dots\dots\dots(2.13)$$

Gambar 2.4 menunjukkan variasi dari amplitudo mesin (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan mesin (ω/ω_1). Ketika $X_1=0$ pada $\omega=\omega_1$. Pada frekuensi ini persamaan 2.12 menjadi,

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \dots\dots\dots(2.14)$$

Ukuran dari DVA didapatkan dari persamaan 2.13 :

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \dots\dots\dots(2.15)$$



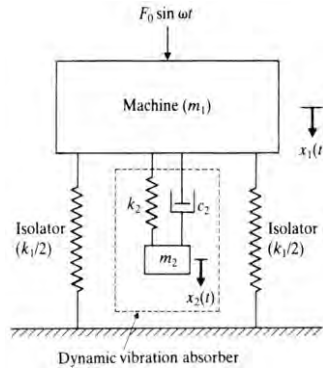
Gambar 2.4 Pengaruh Getaran Tanpa Peredam pada Respon Mesin [3]

2.4 Getaran Sistem Dinamis dengan Peredam

Amplitudo mesin dapat dikurangi dengan menambahkan getaran sistem dinamis dengan peredam seperti pada Gambar 2.5. Persamaan gerak dari kedua massa tersebut adalah :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots(2.16)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \dots\dots\dots(2.17)$$



Gambar 2.5 Getaran Sistem Dinamis Dengan Peredam [3]

$g = \omega/\omega_n = \text{Forced frequency ratio}$

$c_c = 2m_2\omega_n = \text{Critical damping constant}$

$\zeta = c_2/c_c = \text{Damping ratio}$

Asumsinya,

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2$$

Penyelesaian dari persamaan 2.15 dan 2.16 didapatkan,

$$X_1 =$$

$$\frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \dots\dots\dots (2.18)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i\omega c_2)}{(k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2)} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana :

$\mu = m_2/m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass} / \text{main mass}$

$\delta_{st} = F_0/k_1 = \text{Static deflection of the system}$

$\omega_a^2 = k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$

$\omega_n^2 = k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$

$f = \omega_a/\omega_n = \text{Ratio of natural frequencies}$

Nilai X_1 dan X_2 adalah,

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \dots\dots\dots(2.20)$$

Dan

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \dots\dots\dots(2.21)$$

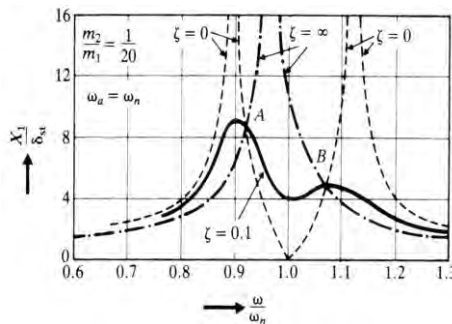
Persamaan 2.18 menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama adalah fungsi dari μ , f , g , dan ζ ,

$$\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$$

Rasio tekanan frekuensi $g = \omega/\omega_n$ ditunjukkan pada Gambar 2.6 dengan $f = 1$ dan $\mu = 1/20$ dengan sedikit perbedaan nilai ζ .

Jika damping sama dengan 0 ($\zeta = 0$) resonansi pada dua *undamped resonance* frekuensi ke sistem, hasilnya dapat dilihat pada Gambar 2.7. Jika dampingnya menjadi tidak terhingga ($\zeta = \infty$) m_1 dan m_2 bekerja bersamaan, dan sistem menjadi 1 DOF dengan massa $(m_1 + m_2) = (21/20)m$ dan kekakuannya k_1 . Dalam kasus ini resonansi dengan $X_1 \rightarrow \infty$ pada,

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu}} = 0.975 \dots\dots\dots(2.22)$$

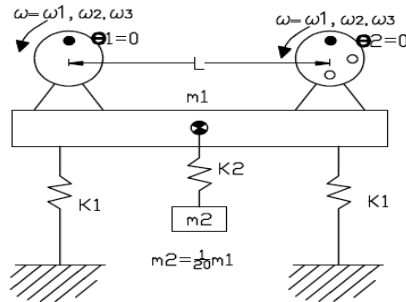


Gambar 2.6 Pengaruh Getaran dengan Peredam pada Respon Mesin [3]

2.5 Penelitian Terdahulu

Sebelumnya telah dilakukan penelitian oleh beberapa mahasiswa yang berkaitan dengan penelitian yang sudah dilakukan.

Penelitian ini terkait dengan *Dynamic Vibration Absorber* pernah dilakukan oleh **Herry Effendi [1]**. Dalam penelitian yang berjudul *Karakteristik Sistem Getaran 2 DOF Dengan Penambahan Single Dynamic Vibration Absorber (DVA)* dalam tugas akhir Herry [1] menggunakan DVA yang dipasang pada *beam* dan menggunakan massa *unbalance* sebagai sumber getaran. Kemudian dibuat pemodelan matematisnya seperti gambar 2.8.



Gambar 2.7 Model Matematis Gerak Translasi dan Rotasi dengan Tambahan DVA

Persamaan translasi untuk m_1

$$F_1 + F_2 = m_1 \ddot{x}_1 + (2k_1 - k_2)x_1 - k_2x_2 \dots \dots \dots (2.23)$$

Persamaan translasi untuk m_2

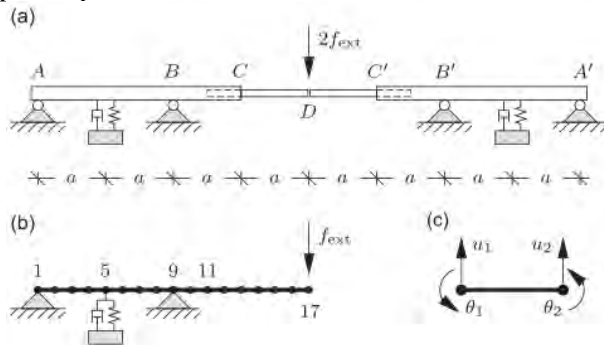
$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2x_2 - k_2x_1 = 0 \dots \dots \dots (2.24)$$

Persamaan rotasi untuk rotasi

$$J\ddot{\theta} + F_1 \frac{l}{2} - F_2 \frac{l}{2} - k_1 \frac{l^2}{2} \theta = 0 \dots \dots \dots (2.25)$$

Pada sistem ini dengan memvariasikan panjang lengan beam , massa DVA dan variasi putaran motor. Dari hasil percobaan didapatkan nilai parameter DVA terbaik yang mampu mereduksi getaran. Nilai reduksi maksimum sebesar $1,11785 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 15 Hz dengan sudut massa disk 180° .

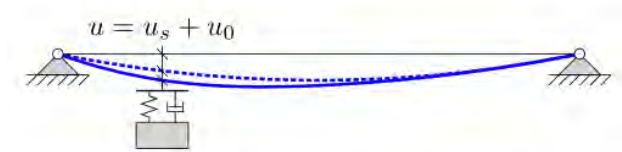
Krenk [2] dalam penelitiannya yang berjudul *tuned mass absorber on a flexible structure* menuliskan tentang efek dari penggunaan *dynamic absorber* pada sebuah struktur yang fleksibel. Dalam penelitian yang dilakukannya ini Krenk [2] melakukan pemodelan pada beberapa struktur fleksibel, salah satunya adalah pemodelan jembatan pejalan kaki dengan beberapa tumpuan.



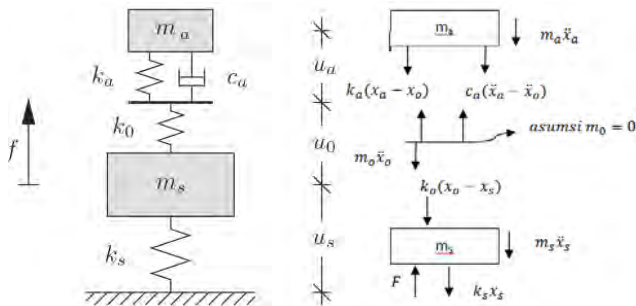
Gambar 2.8 Jembatan Pejalan Kaki dengan Panjang Bagian Tengah yang Bisa diubah [2]

Meskipun model dasar dari dynamic absorber adalah diperuntukkan bagi sistem dengan masa terpusat, tetapi hal ini juga dapat digunakan pada sistem struktur beam. Sebuah beam yang bergetar akan mengalami perpindahan sebesar u yang umumnya disebabkan oleh mode getaran yang di pilih. Dalam kenyataannya apabila struktur beam cukup fleksibel maka absorber juga akan mengalami perpindahan yang disebabkan oleh frekuensi mode lain yang lebih tinggi sebesar u . Dengan demikian

perpindahan total yang dialami oleh *absorber* akan menjadi lebih besar lagi.



Gambar 2.9 Perpindahan Resonansi dan *Non Resonance* pada *Vibration Absorber* [2]



Gambar 2.10 Pemodelan Dari *Mass Absorber* pada Struktur *Fleksibel* [2]

Untuk m_a

$$m_a \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a + k_a x_a - k_0 x_0 - c_a \dot{x}_0 = 0 \dots \dots \dots (2.26)$$

Untuk m_0 (diasumsikan nilai $m_0 = 0$)

$$c_a (\dot{x}_0 - \dot{x}_a) + k_a (x_0 - x_a) + k_0 (x_0 - x_a) = 0 \dots \dots \dots (2.27)$$

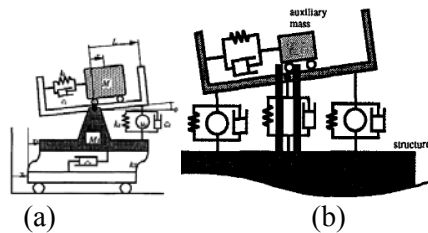
Untuk m_s

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s + k_0 (x_s - x_0) = F \dots\dots\dots (2.28)$$

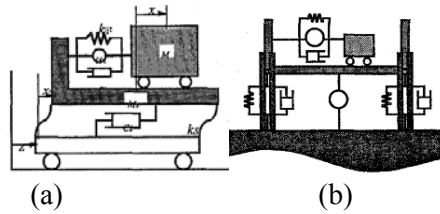
Penelitian ini terkait dengan Dynamic Vibration Absorber pernah dilakukan oleh

Yoshida [4] dalam journalnya yang berjudul “*Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation*” menuliskan tentang penggunaan DVA dalam mereduksi getaran arah vertikal dan horizontal pada bangunan bertingkat yang mengalami gempa. Dalam penelitiannya Yoshida [4] menggunakan beberapa model DVA baik aktif maupun pasif. Adapun model tersebut diantaranya adalah: *Seesaw type Active Dynamic Vibration Absorber* (SADVA) pada Gambar 2.11 , *Hybrid Active Dynamic Vibration Absorber* (HADVA) pada Gambar 2.12 dan *Tuned Mass Dumper* (TMD) pada Gambar 2.13 yang merupakan absorber pasif.

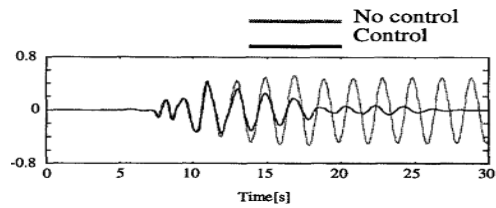
SADVA merupakan DVA aktif yang tersusun dari frame yang dapat menahan gerakan vertikal dan rotasional sehingga dapat digunakan untuk mengontrol response getaran arah vertikal dan horizontal dari struktur.



Gambar 2.11 Model dari SADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal [4]



Gambar 2.12 Model dari HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal [4]



Gambar 2.13 Grafik Respon Getaran Setelah Diberikan *Absorber* Penelitian Yoshida [4]

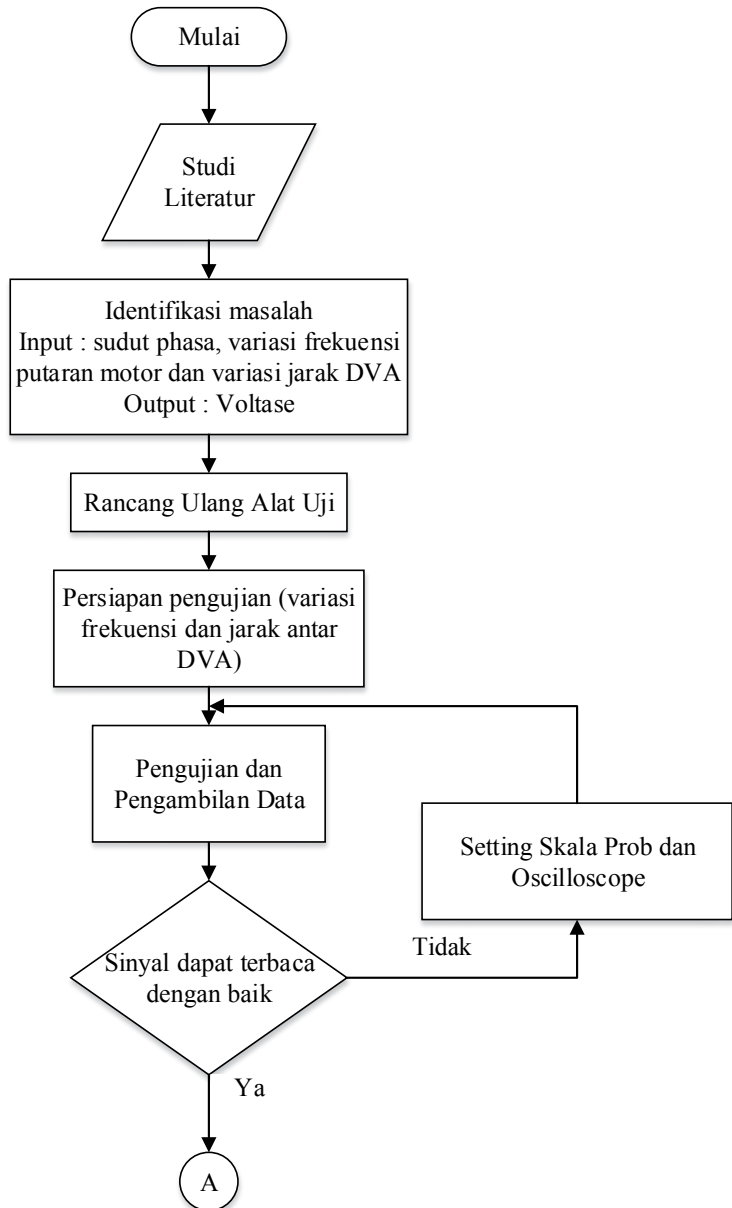
BAB III

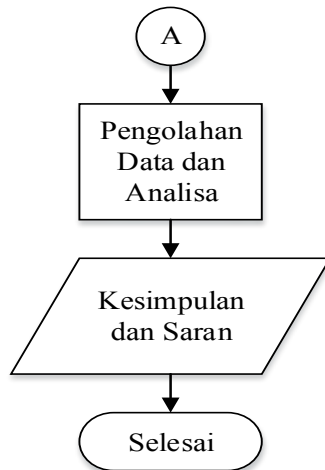
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tahapan Penelitian

3.1.1 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir adalah urutan langkah-langkah percobaan dari awal sampai akhir. Dalam melaksanakan penelitian ini membutuhkan waktu untuk proses pengambilan data dan analisa data. Prosedur pelaksanaan percobaan dapat dilihat pada gambar 3.1. berikut :





Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.1.2 Penjelasan Diagram Alir Penelitian

1. Studi Literatur

Tahap ini merupakan tahap dimana penulis mencari informasi tentang topik tugas akhir dari segala bentuk literatur dan buku referensi yang ada kaitannya dengan konsep *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) untuk dijadikan dasar teori dan landasan berpikir dalam penelitian ini.

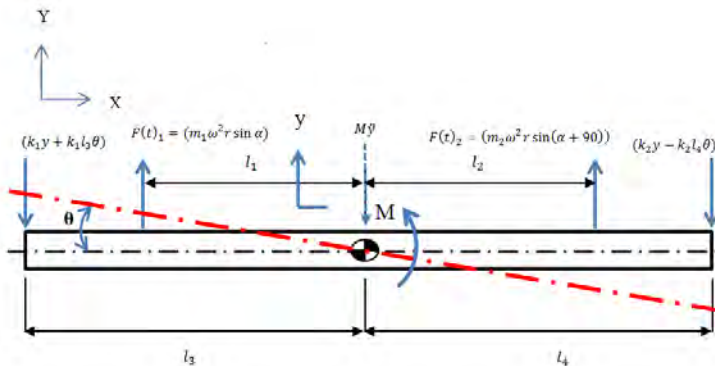
2. Identifikasi Masalah

Tahap ini merupakan tahap dimana penulis mengidentifikasi masalah yang berupa input dan output. Dimana input yang diberikan berupa variasi pada alat pengujian yaitu sudut massa *disk* (Θ), dan kecepatan motor (n), dengan output berupa grafik *displacement* (A) *versus time* (t).

3. Rancang bangun Mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Dalam tahapan perencanaan mekanisme ini berfungsi untuk membuat desain sebuah sistem dengan penambahan *Double Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang diletakkan terpusat pada titik berat sistem utama tersebut dengan motor listrik sebagai sumber getarannya. Mekanisme dari desain alat ini terdiri motor listrik yang diikatkan pada sebuah *beam* dan dihubungkan dengan belt untuk mensinkronkan putaran yang terjadi. Analisa gaya yang terjadi pada mekanisme terbagi atas peralatan yang menggunakan DVA dan tidak menggunakan DVA secara *Dependent* diuraikan sebagai berikut :

Tanpa DVA



Gambar 3.2 *Free Body Diagram* Tanpa DVA

Persamaan Gerak Translasi

$$\uparrow + \sum F_y = M\ddot{y}$$

$$-(k_1 y + k_1 l_3 \theta) - (k_2 y - k_2 l_4 \theta) + (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y}$$

$$-(k_1 + k_2)y + (k_2 l_4 - k_1 l_3)\theta + (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y}$$

$$(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} + (k_1 + k_2)y - (k_2 l_4 - k_1 l_3)\theta$$

$$\theta = \frac{2y}{l}, \text{ maka didapat}$$

$$(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} + (k_1 + k_2)y - (k_2 l_4 - k_1 l_3) \frac{2y}{l}$$

$$(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} + \left[(k_1 + k_2) - \frac{2(k_2 l_4 - k_1 l_3)}{l} \right] y$$

$$M_{eq} = M \text{ (M = massa total, massa batang + massa motor + massa pegas)}$$

$$K_{eq} = \left[(k_1 + k_2) - \frac{2(k_2 l_4 - k_1 l_3)}{l} \right]$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-(k_1 + k_2)y + (k_2 l_4 - k_1 l_3)\theta + (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))] \dots \dots \dots (3.1)$$

Persamaan Gerak Rotasi

$$+\curvearrowright \Sigma M = J\ddot{\theta}$$

$$k_1 l_3 (y + l_3 \theta) - k_2 l_4 (y - l_4 \theta) - (m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J\ddot{\theta}$$

$$J\ddot{\theta} = (k_1 l_3 - k_2 l_4)y + (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2)\theta - (m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ))$$

$$-(m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J\ddot{\theta} - (k_1 l_3 - k_2 l_4)y - (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2)\theta$$

$$\ddot{\theta} = \frac{2\ddot{y}}{l}, \text{ dan } \theta = \frac{2y}{l} \text{ maka didapat}$$

$$-(m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J \frac{2\ddot{y}}{l} - (k_1 l_3 - k_2 l_4)y - (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2) \frac{2y}{l}$$

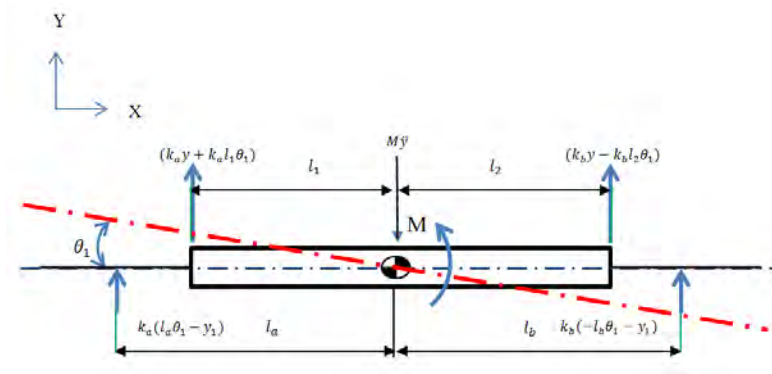
$$-(m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = \frac{2J}{l} \ddot{y} - \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4) + \frac{2(k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2)}{l} \right] y$$

$$Meq = \frac{2J}{l} \quad (J = \text{momen inersia total, } [\frac{1}{12} \times m b x l^2] + (m m_1 x l_1) + (m m_2 x l_2) + (m p_1 x l_3) + (m p_2 x l_4))$$

$$Keq = \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4) + \frac{2(k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2)}{l} \right]$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4)y + (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2)\theta - (m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) \right] \dots \dots \dots (3.2)$$

Dengan DVA Terhubung Dengan Paralel



Gambar 3.3 *Free Body Diagram DVA*

Persamaan Gerak Translasi

$$\begin{aligned}
 \downarrow + \sum F_y &= M\ddot{y} \\
 -k_a(y + l_1\theta_1) - k_b(y - l_2\theta_1) - k_a(l_a\theta_1 - y_1) - k_b(-l_b\theta_1 - y_1) &= M\ddot{y} \\
 M\ddot{y} &= -(k_a + k_b)y + ((-k_al_1) + (k_b l_2) - (k_al_a) + (k_b l_b))\theta_1 + k_ay_1 + k_by_1
 \end{aligned}$$

$M_{eq} = M$ (M = massa batang paralel+ massa pegas+ massa dva)

$$K_{eq} = \left[(k_a + k_b) - \frac{2(k_b l_b - k_a l_a)}{l} \right]$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-(k_a + k_b)y + ((k_al_1) + (k_b l_2) - (k_al_a) - (k_b l_b))\theta_1 + k_ay_1 + k_by_1] \dots\dots\dots (3.3)$$

Persamaan Gerak Rotasi

$$\curvearrowright + \sum M = J \ddot{\theta}_1$$

$$k_a l_1 (y + l_1 \theta_1) - k_b l_2 (y - l_2 \theta_1) + k_a l_a (l_a \theta_1 - y_1) - k_b l_b (-l_b \theta_1 - y_1) = J \ddot{\theta}_1$$

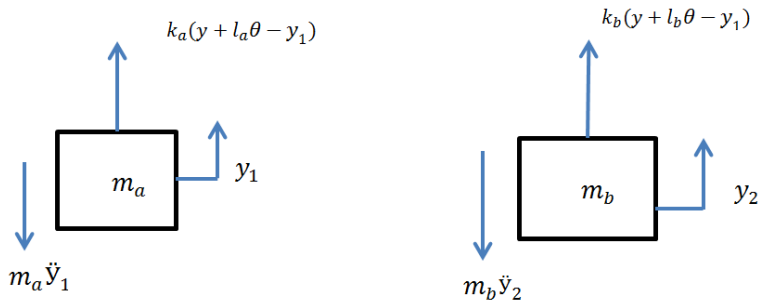
$$J \ddot{\theta}_1 = (k_a l_1 - k_b l_2) y + (k_a (l_1)^2 + k_b (l_2)^2 + k_a (l_a)^2 + k_b (l_b)^2) \theta_1 - k_a l_a y_1 + k_b l_b y_1$$

$$\text{Meq} = \frac{2J}{l} \quad (J = \text{momen inersia total, } [\frac{1}{12} \times \text{mbx}l^2] + (m_{\text{pegas1}} \times l_a) + (m_{\text{pegas2}} \times l_b))$$

$$\text{Keq} = \left[(k_a l_a - k_b l_b) + \frac{2(k_a l_a^2 + k_b l_b^2)}{l} \right]$$

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{1}{J} \left[(k_a l_1 - k_b l_2) y + (k_a (l_1)^2 + k_b (l_2)^2 + k_a (l_a)^2 + k_b (l_b)^2) \theta_1 - k_a l_a y_1 + k_b l_b y_1 \right] \dots \dots \dots (3.4)$$

Untuk Massa DVA



Gambar 3.4 *Free Body Diagram* Massa DVA

Persamaan Gerak Translasi

$$\uparrow + \Sigma F_y = M_a \ddot{y}_1$$

$$k_a(y + l_a\theta - y_1) = M_a \ddot{y}_1$$

$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{M_a} [k_a(y + l_a\theta - y_1)] \dots\dots\dots(3.5)$$

$$\uparrow + \Sigma F_y = M_b \ddot{y}_1$$

$$k_b(y + l_b\theta - y_2) = M_b \ddot{y}_1$$

$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{M_b} [k_b(y + l_b\theta - y_2)] \dots\dots\dots(3.6)$$

4. Pengujian Kelayakan

Pengujian kelayakan yang dimaksudkan adalah pada saat dilakukan pengujian, *beam* yang menjadi tumpuan sistem utama dapat bergetar dengan baik. Getaran yang terjadi disebabkan oleh kecepatan motor, sehingga dapat memberikan gaya eksitasi pada *beam* dan membuatnya bergetar. Jika pada saat pengujian, getaran yang terjadi pada *beam* hanya kecil maka perlu dilakukan pengaturan ulang jarak sistem utama dari ujung *beam* dan apabila *beam* tidak mengalami getaran sama sekali maka harus dilakukan perencanaan ulang.

5. Pengambilan Data

Pada tahap ini akan dilakukan pengambilan data dari *Prototype DVA*. Data yang diambil dari variasi sudut phasa disk 90^0 dengan frekuensi *inverter* 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30

Hz dan 35 Hz perubahan posisi massa DVA pada jarak 5 cm, 10 cm, 15 cm terhadap sumbu pusat.

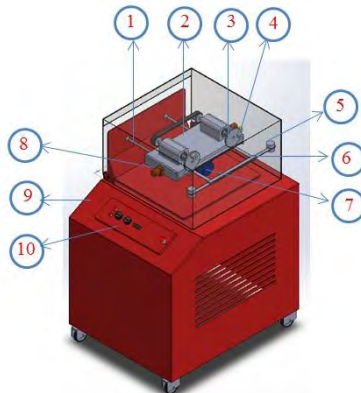
6. Analisa dan Pengolahan Data

Pada tahap ini hasil dari data yang telah diambil akan diolah dengan *software matlab* dan dianalisa dalam bentuk grafik untuk masing-masing variasi frekuensi dan pengaruh sudut massa disk terhadap arah getaran yang terjadi. Selain itu, akan di analisa seberapa besar getaran yang direduksi oleh DVA ini pada setiap variasi.

7. Kesimpulan dan Saran

Dari semua tahapan di atas, bisa didapatkan kesimpulan mengenai penelitian ini berupa hasil analisa seberapa besar getaran yang dapat direduksi DVA terhadap sebuah system. Dari kesimpulan yang diperoleh akan terdapat saran yang membangun agar mekanisme ini menjadi lebih baik.

3.2 Rancangan Pemodelan Sederhana



Gambar 3.5 Skema Pemodelan Alat Pengujian

Keterangan Gambar :

- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1. Poros Penyangga | 6. Massa DVA Paralel |
| 2. Sistem Utama | 7. Motor Listrik |
| 3. <i>Disc</i> | 8. Gear Motor |
| 4. Massa <i>Disc</i> | 9. Bodi Mesin |
| 5. DVA | 10. Panel Listrik |

Mekanisme *Double Dynamic Vibration Absorber Dependent* ini dibutuhkan komponen-komponen pendukung guna terwujudnya mekanisme yang baik. Berikut ini adalah komponen-komponen pendukung beserta fungsinya :

• **Bodi Mesin**

Bodi mesin digunakan untuk menopang sistem utama yang bergerak secara translasi dan rotasi. Bodi yang digunakan adalah baja profil siku 90°



Gambar 3.6 Bodi Mesin

• **Poros Penyangga**

Poros penyangga merupakan tempat kedudukan dari sistem utama dan sebagai landasan sistem utama untuk pengaturan jarak. Dimana pada poros penyangga tersebut

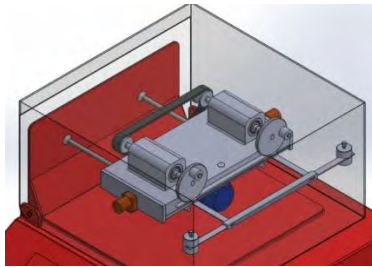
akan diamati seberapa besar defleksi akibat getaran yang ditimbulkan dari sistem utama.



Gambar 3.7 Poros Penyangga

• Sistem Utama

Sistem utama ini merupakan tempat kedudukan dari motor listrik dan gear motor. Dimana pada sistem utama ini terdapat poros ulir yang berfungsi untuk menggerakkan posisi massa *Dynamic Vibration Absorber*.



Gambar 3.8 Sistem Utama

• Motor Listrik

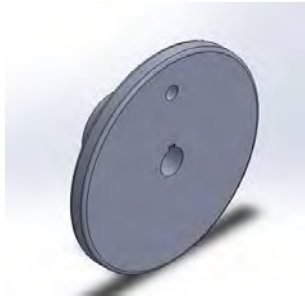
Motor listrik ini berfungsi untuk menggerakkan Disc yang di pasang massa unbalance sebagai sumber getaran dari sistem dengan daya 0.5 hp dan dengan putaran maksimal 1050 rpm.



Gambar 3.9 Motor Listrik [7]

- ***Disc***

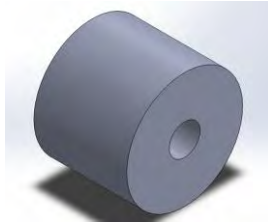
Disk disini adalah tempat kedudukan dari massa *unbalance* yang diberi lubang dengan radius tertentu, di dalam sistem ini terdapat dua *disc* yang gerakkan oleh motor listrik dan kedua *disc* tersebut mempunyai sudut phasa sebesar 90°



Gambar 3.10 *Disc*

- ***Massa Unbalance***

Massa *unbalance* adalah sebuah massa yang ditempelkan pada *disc* sebagai pengatur variasi sudut dengan berat tertentu



Gambar 3.11 Massa *Unbalance*

- **Gear Motor 15v**

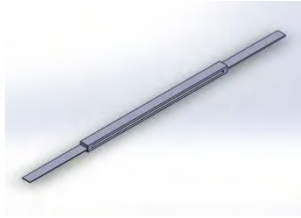
Gear motor adalah sebuah motor listrik dilengkapi dengan *reducer* yang dengan spesifikasi 15 v dengan output 50 rpm.



Gambar 3.12 Gear Motor [8]

- **Massa DVA Paralel**

Massa DVA Paralel adalah tempat kedudukan dari sebuah *Dynamic Vibration Absorber* yang berfungsi menopang *Dynamic Vibration Absorber* dan juga berfungsi sebagai rel yang bisa diatur untuk menentukan letak *Dynamic Vibration Absorber*.



Gambar 3.13 Sistem DVA Paralel

- **Massa *Dynamic Vibration Absorber***

Massa *Dynamic Vibration Absorber* adalah sebuah massa yang diletakkan pada *beam 2* yang berfungsi untuk meredam getaran yang dihasilkan oleh sumber getaran dan posisinya dapat diatur dimana pada DVA ini terdapat sensor *accelorometer* yang berfungsi untuk mengukur percepatannya.



Gambar 3.14 Massa *Dynamic Vibration Absorber*

- **Panel Listrik**

Panel listrik berfungsi sebagai pusat kontrol dari peralatan elektrikal yang terdapat pada sistem.



Gambar 3.15 Panel listrik

Prinsip kerja dari alat ini adalah dengan memanfaatkan putaran motor yang menggerakkan *disk* yang sudah dipasangkan dengan massa *unbalance* sebagai sumber gaya eksitasi, sehingga menyebabkannya terjadi getaran pada *beam* yang arahnya translasi dan rotasi. Pada saat *beam* bergetar, DVA yang dipasang terpusat pada titik berat sistem utama secara otomatis akan mereduksi arah getaran yang terjadi pada *beam* tersebut.

3.2.1 Model Mekanisme Prototype DVA

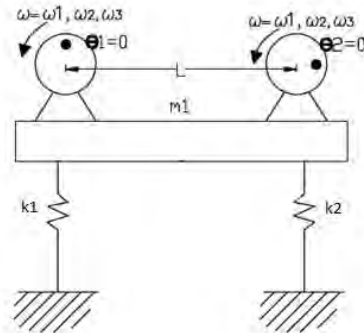
Dalam dilakukannya pengujian tentunya menggunakan mekanisme yang telah dirancang yakni model mekanisme *Prototype* DVA dimana pada model mekanisme sistem utama yang menjadi bagian terpenting terkena getaran dari putaran motor listrik, getaran tersebut akan direduksi oleh DVA yang dilekatkan terpusat pada titik berat sistem utama.



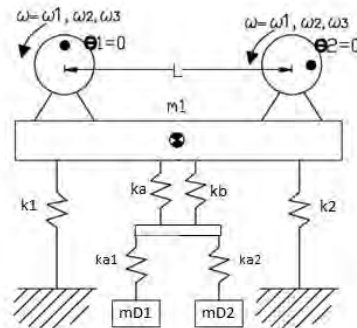
Gambar 3.16 Model Mekanisme *Prototype* DVA

3.2.2 Skema Dinamis *Prototype* DVA

Berikut adalah bentuk skema dinamis dari pemodelan mekanisme perancangan alat:



Gambar 3.17 Skema Dinamis *Prototype* Tanpa DVA



Gambar 3.18 Skema Dinamis *Prototype* Dengan DVA

3.2.3 Rancangan Mekanisme Secara Teoritis

Dalam awal perancangan diperlukan analisa perhitungan sebagai acuan ideal dalam membuat sebuah mekanisme. Dalam perancangan mekanisme ini DVA yang diberikan pada sebuah sistem dapat mereduksi getaran yang

disebabkan oleh variasi putaran motor dan sudut massa disk yang menimbulkan gaya eksitasi pada sistem tersebut.

3.2.3.1 Variasi Frekuensi pada *Prototype DVA*

Variasi frekuensi ini akan memberikan dampak pada besarnya getaran arah translasi yang diberikan pada bagian sistem utama yang terdapat pada *prototype DVA*, sehingga dengan dampak yang diberikan itu dapat diketahui karakteristik getaran pada setiap perubahan frekuensi.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \dots\dots\dots(3.5)$$

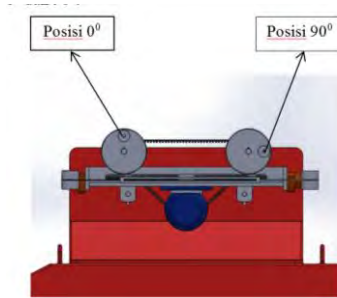
ω_n diatas adalah nilai frekuensi natural yang digunakan untuk menentukan nilai frekuensi yang divariasikan.

$$\omega = 2\pi f \dots\dots\dots(3.6)$$

Pada penelitian ini, akan memvariasikan frekuensi sebanyak 5 tahap, yaitu 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz dan 35 Hz sebagai perbedaan kecepatan motor.

3.2.3.2 Variasi Sudut Fasa *Disc* pada *Prototype DVA*

Variasi sudut fasa *disk* ini akan memberikan gaya eksitasi yang menyebabkan sistem utama mengalami getaran arah rotasi, besar sudut yang diberikan akan mempengaruhi besarnya getaran yang terjadi pada arah rotasi di bagian sistem utama yang terdapat pada *prototype DVA*. Pada penelitian ini, akan dilakukan dengan sudut fasa yaitu 0⁰ dan 90⁰.



Gambar 3.19 Variasi Sudut Phasa pada *Disc*

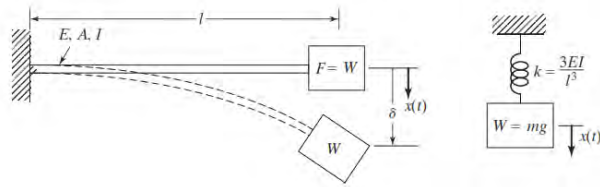
3.2.3.3 Menentukan Panjang *Beam*

Pada tahap ini *prototype* DVA di desain sedemikian hingga terjadi sebuah frekuensi natural pada *range* operasi dari motor listrik. Dengan demikian tentunya nilai dari konstanta kekakuan (k_1 & k_2) yang digunakan pada *beam* sebagai sistem utama harus ditentukan dengan menggunakan persamaan frekuensi natural berikut :

$$(m_{sistem\ utama}) \cdot \omega_n^{sistem\ utama^2} = k = 2 \cdot k_2 = 2 \cdot k_1 \dots \dots \dots (3.7)$$

Pada persamaan di atas $m_{sistem\ utama}$ merupakan masa gabungan dari motor listrik sebagai sumber eksitasi dan *beam*. Sementara K merupakan konstanta kekakuan ekivalen dari *beam*.

$$k = \frac{3EI}{l^3} \dots \dots \dots (3.8)$$



Gambar 3.20 Kekakuan Pegas Pengganti dari *Beam*

Dari kedua persamaan di atas kemudian digunakan untuk mencari dimensi panjang (l) dari batang *beam* sehingga diperoleh K yang diinginkan

$$l = \sqrt[3]{\frac{3EI}{(m_{\text{sistem utama}}) \cdot \omega_{n \text{ sistem utama}}^2}} \dots \dots \dots (3.9)$$

3.2.3.4 Menentukan Massa *Unbalance*

Massa unbalance yang digunakan sebagai pengatur variasi sudut yang dilekatkan pada *disk* dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$k \cdot \Delta x = m \cdot \omega^2 \cdot R \dots \dots \dots (3.10)$$

Dimana:

- k = konstanta kekakuan *beam*
- Δx = jarak antara *beam*
- m = *massa unbalance*
- ω = kecepatan sudut
- R = jari-jari *disc*

Dengan memasukkan semua parameter yang sudah diketahui, diperoleh nilai m yang merupakan *massa*

unbalance dan dapat diperoleh dengan cara menimbang massa tersebut dengan menggunakan timbangan digital.



Gambar 3.21 Timbangan Digital [9]

3.2.3.5 Menentukan *Massa DVA*

Massa DVA yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebesar $1/20$ dari massa sistem utama yang terdapat pada desain *prototype DVA*.

3.3 Pengujian

3.3.1 Peralatan Pengujian

Untuk melakukan studi eksperimental pada *Prototype DVA* ini dibutuhkan beberapa peralatan pengujian.

3.3.1.1 *Oscilloscope*

Peralatan yang digunakan untuk menampilkan hasil pengukuran sinyal listrik dalam bentuk grafik tegangan terhadap waktu pada layarnya. *Accelerometer* dihubungkan dengan *oscilloscope* sehingga hasil pengukuran respon getaran blok mesin oleh *accelerometer* bisa ditampilkan dalam bentuk grafik pada layar *oscilloscope*. *Oscilloscope* yang digunakan adalah merek Tektronix tipe TDS1000B dengan spesifikasi sebagai berikut :

- *Bandwith* : 40 MHz
- *Sample rate* : 500 MS/s
- *Record length* : 2.5K *points*
- *Vertical sensitivity* : 2mV – 5V/div
- *Time-base range* : 5 ns – 50 s/div
-

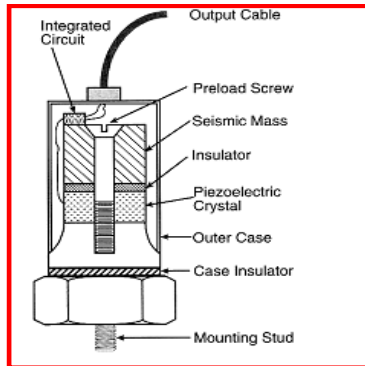


Gambar 3.22 *Digital Storage Oscilloscope*

3.3.1.2 *Accelerometer*

Alat ukur yang digunakan untuk mengukur percepatan getaran suatu benda. Kemudian kecepatan dan *displacement* benda ditentukan dengan mengintegalkkan percepatan yang direkam oleh *accelerometer*. *Accelerometer* yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC103 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- *Frequency range* : 3 Hz – 10 kHz
- *Reference sensitivity* : 10 mV/g @ 100 Hz
- *Temperature range* : -40 – 121 °C
- *Mounted resonant frequency* : 50 kHz
- *Mounting* : 10-32 *removable stud*



Gambar 3.23 *Accelerometer* [10]

3.3.1.3 *Power Supply*

Digunakan untuk memasok tenaga ke *accelerometer*. Power supply yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC-PS1 dengan spesifikasi sebagai berikut :

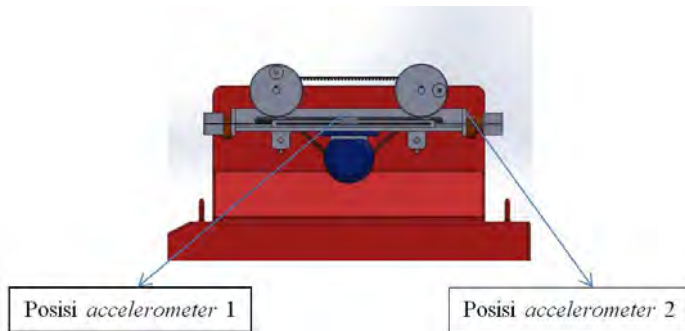
- *Excitation voltage* : 18 Vdc
- *Excitation current* : 2 mA



Gambar 3.24 *Power Supply*

3.3.2 Penentuan Posisi Pengukuran

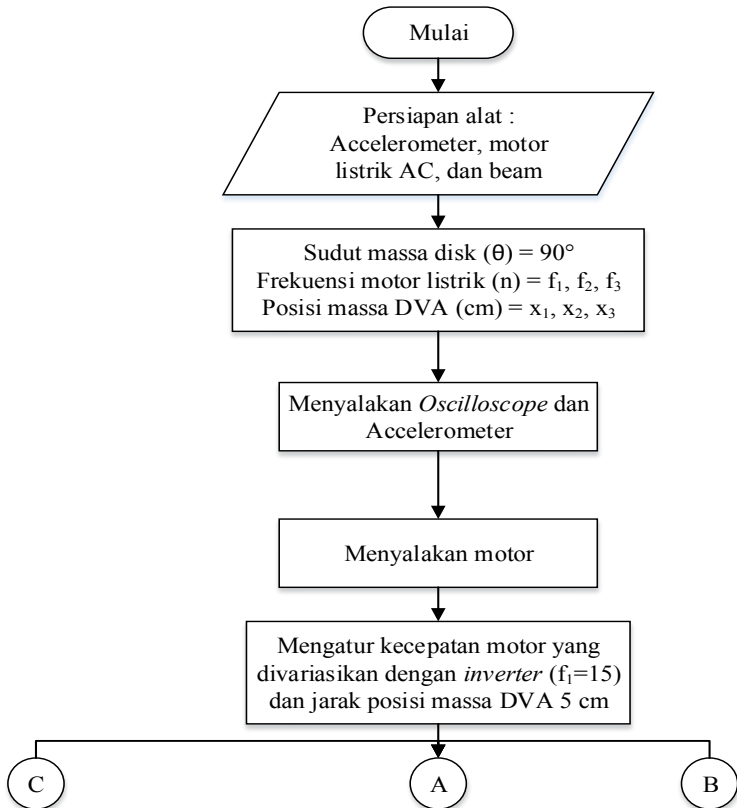
Untuk memperoleh respon translasi dari beam tentunya pengukuran respon getaran harus dilakukan pada titik pusat sistem utama. Sementara untuk mengukur respon rotasi dari sistem utama maka harus dilakukan pengukuran pada titik pusat sistem utama dan sebuah titik yang diketahui jaraknya terhadap titik pusat sistem utama. Gambar 3.23 berikut ini merupakan rangkaian pemasangan accelerometer, oscilloscope, dan power supply untuk mengukur getaran arah vertikal dan arah rotasi pada sistem utama.



Gambar 3.25 Rangkaian Pemasangan Accelerometer untuk Mengukur Getaran Arah Vertikal dan Arah Rotasi

3.3.3 Diagram Alir Pengujian

Langkah-langkah dalam mengambil data pengujian Model Mekanisme *Prototype* DVA dapat disajikan dalam bentuk diagram alir seperti pada Gambar 3.24.





1. Persiapan

42

sensor pertama diletakkan pada titik berat sistem utama dan kedua diletakkan pada jarak yang ditentukan dari titik berat sistem utama. Kedua sensor dari *accelerometer* itu dihubungkan ke power supply dan diteruskan ke *oscilloscope* untuk membaca percepatan yang dikeluarkan oleh sensor tersebut dalam bentuk voltase.

2. Pengujian

Mengatur massa *unbalance* pada disk untuk membentuk sudut yang diinginkan, dimana pada pengujian ini dari sudut 90^0 . Pengujian ini dimulai dari frekuensi 15 Hz , 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz dan 35 Hz. Setelah menjalankan mekanisme *prototype* DVA ini maka data dari hasil setiap pengujian ini di simpan pada *flashdisk* yang terhubung dengan *oscilloscope*.

3. Pengolahan Data

Setelah data dari pengujian diperoleh, tahapan yang selanjutnya adalah melakukan pengolahan data yang diperoleh dari *Oscilloscope* agar hasil yang didapat menginterpretasikan apakah pengaruh DVA pada sebuah sistem dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem tersebut. Setelah melakukan pengolahan data pada *software matlab*, didapatkan grafik voltase fungsi waktu. Untuk mencari nilai *vrms* dilakukan perhitungan pada Excel, dengan rumus

$$vrms = \sqrt{\frac{\sum_i^n vi^2}{n}} \dots\dots\dots(3.11)$$

Dimana:

- vrms* = root mean square dari data voltase
- vi* = data voltase yang didapat dari oscilloscope
- n* = jumlah data

3.3.5 Lembar Data Pengujian

Lembar data hasil pengujian digunakan untuk mencatat data voltase dari sensor yang dihasilkan dari getaran sistem utama. Pada data terdapat tiga variasi frekuensi *inverter* (f) dan sudut massa disk (θ) serta perubahan posisi massa DVA (x). Lembar data hasil pengujian tersebut dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Tabel Pengambilan Data

Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • Sistem <i>Double DVA – Dependent</i> • Sudut phasa 90^0 	<ul style="list-style-type: none"> • Frekuensi (Hz) : <ul style="list-style-type: none"> - 15 - 25 - 35 • Posisi (cm) : <ul style="list-style-type: none"> - 5 - 10 - 15 	<ul style="list-style-type: none"> • Voltase 	<ul style="list-style-type: none"> • Respon Getaran (VRMS) • Percepatan

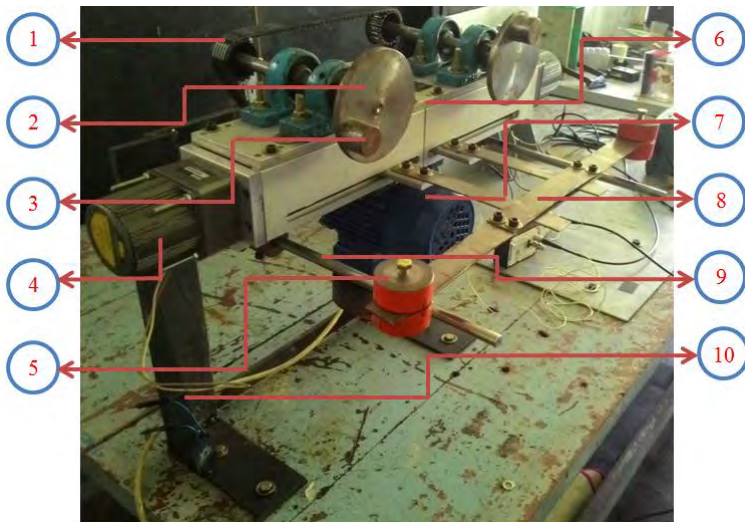
BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Eksperimen

4.1.1 Pengolahan Data

Pada analisa eksperimen akan ditampilkan data-data yang diperoleh saat dilakukan proses eksperimen. Adapun data-data yang diperoleh berupa nilai voltase dan bentuk gelombang yang terekam dalam *oscilloscope*. DVA yang merupakan peredam getaran berlebih ditampilkan pada gambar 4.1



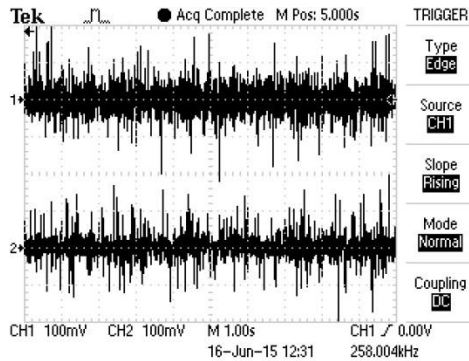
Gambar 4.1 Sistem Utama yang Terpasang DVA Pada Sistem Paralel (Dependent)

Keterangan :

- | | |
|----------------------|--------------------|
| 1. Timing Belt | 6. Sistem Utama |
| 2. <i>Disc</i> | 7. Motor Listrik |
| 3. Massa <i>Disc</i> | 8. Sistem Paralel |
| 4. Gear Motor | 9. Poros Penyangga |
| 5. DVA | 10. Bodi Mesin |

Pada gambar diatas (gambar 4.1) menunjukan sistem utama yang terpasang DVA yang digunakan saat eksperimen diposisikan pada disudut kanan dan kiri dari sistem paralel. Dimana DVA tersebut terhubung oleh sistem paralel yang menghubungkan dari sistem utama dengan diberi baut agar DVA tersebut tidak terlepas saat proses pengambilan data akibat terkena getaran yang berlebih. Pada bagian sistem utama diberi *accelerometer* yang dimana sebagai sensor yang menghubungkan dari sistem utama ke *oscilloscope* dengan menggunakan kabel dan tersimpan ke *flashdisk*. Dari *oscilloscope* didapatkan nilai voltase setelah diolah *software Matlab*. Kemudian akan dihitung kembali untuk didapatkan nilai *Root Mean Square (RMS)*.

Pengujian dan pengambilan data dilakukan dengan menggunakan *oscilloscope*. Hasil dari *oscilloscope* akan menunjukan nilai dari voltase yang dihasilkan dari getaran pada sistem utama. Dengan tiga variasi frekuensi dari inverter dan tiga variasi jarak DVA menghasilkan 30 data yang dimana dibagi menjadi dua yaitu 15 data respon getar ke arah translasi dan 15 data respon getar ke arah rotasi.



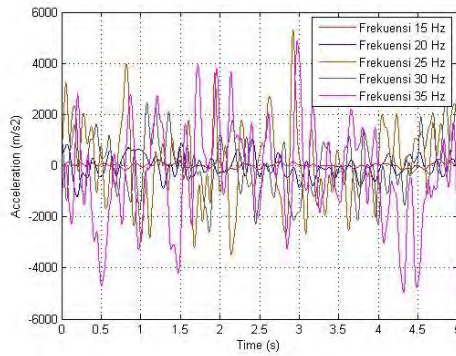
Gambar 4.2 Contoh Grafik pada *Oscilloscope* dengan Variasi Frekuensi 15 Hz tanpa DVA

Dari grafik tersebut akan diolah dalam *Matlab* dan akan didapatkan nilai voltase kemudian dihitung dengan *Microsoft Excel* untuk mendapatkan nilai RMS.

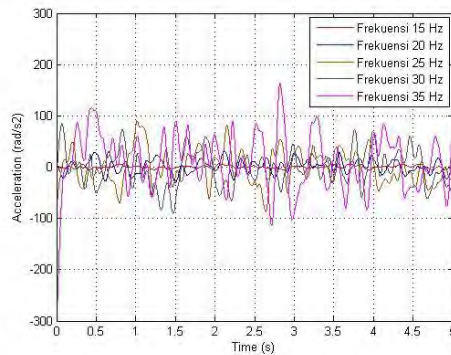
4.2 Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan yang Dihasilkan Tanpa DVA

4.2.1 Variasi Frekuensi pada Sistem Tanpa DVA

Pada eksperimen ini di *setting* pada variasi frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz yang dimana akan diketahui hasil respon getar translasi dan rotasi.



(a)



(b)

Gambar 4.3 Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik pada Gambar 4.3 dapat dijelaskan bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25 cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas

terlihat bahwa nilai percepatan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari pada nilai voltase pada channel 1. Hal ini dikarenakan channel 2 terletak pada jarak 25 cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada channel 2 terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Dari data diatas diketahui nilai percepatan gerak translasi dan rotasi seperti tabel berikut :

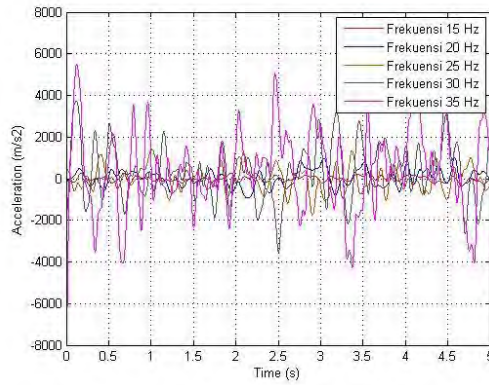
Tabel 4.1 Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Frekuensi Tanpa DVA

Set Point (Hz)	Translasi (m/s²)	Rotasi (rad/s²)
15	1,63	7,95
20	4,77	31,8
25	18,25	87,95
30	13,48	92,7
35	18,85	158,18

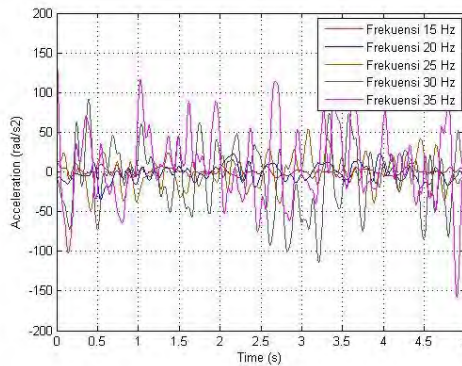
4.3 Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Percepatan yang Dihasilkan Dengan Penambahan *Double* DVA

4.3.1 Variasi Jarak DVA L/10

Pada eksperimen ini di *setting* pada variasi jarak DVA L/10 yang dimana akan diketahui hasil respon getar translasi dan rotasi.



(a)



(b)

Gambar 4.4 Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25 cm dari

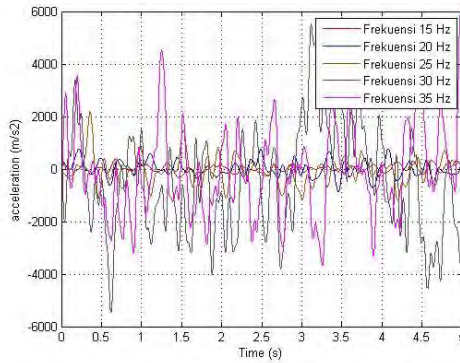
titik berat sistem utama. Dari kedua grafik tersebut terlihat bahwa percepatan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari channel 1 karena pada channel 2 terdapat nilai respon getar translasi dan rotasi. Sementara pada channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga hanya terdapat satu nilai respon getar translasi. Pada channel 2 diketahui nilai percepatan sebesar $7,95 \text{ rad/s}^2$ dan channel 1 diketahui nilai percepatan sebesar $1,63 \text{ m/s}^2$.

Tabel 4.2 Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/10

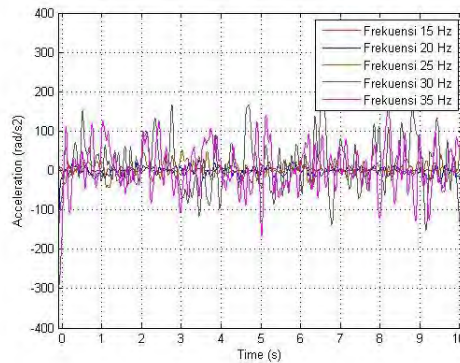
Set Point (Hz)	Translasi (m/s²)	Rotasi (rad/s²)
15	2,41	12,45
20	4,57	28,74
25	7,63	58,44
30	13,42	114,01
35	24,45	165,63

4.3.2 Variasi Jarak DVA L/5

Pada eksperimen ini di *setting* pada variasi jarak DVA L/5 yang dimana akan diketahui hasil respon getar translasi dan rotasi.



(a)



(b)

Gambar 4.5 Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25 cm dari

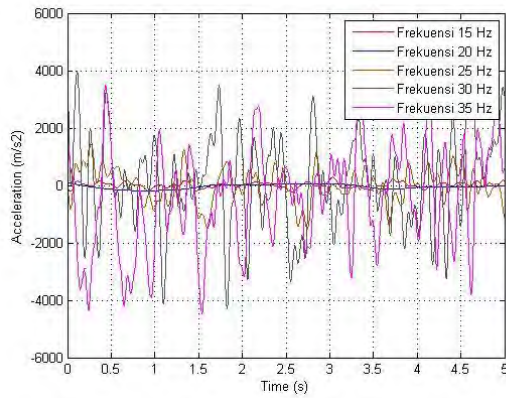
titik berat sistem utama. Dari kedua grafik tersebut terlihat bahwa percepatan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari channel 1 karena pada channel 2 terdapat nilai respon getar translasi dan rotasi. Sementara pada channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga hanya terdapat satu nilai respon getar translasi. Pada channel 2 diketahui nilai percepatan sebesar $54,74 \text{ rad/s}^2$ dan channel 1 diketahui nilai percepatan sebesar $6,30 \text{ m/s}^2$.

Tabel 4.3 Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/5

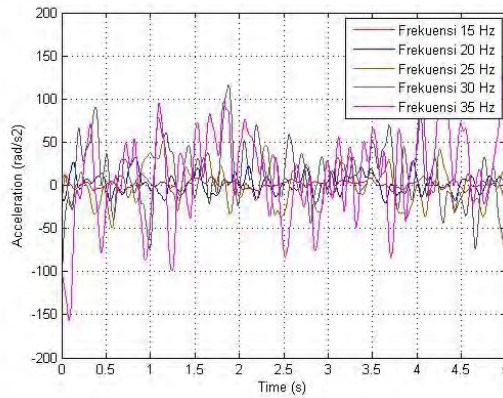
Set Point (Hz)	Translasi (m/s^2)	Rotasi (rad/s^2)
15	2,30	12,24
20	4,26	29,27
25	6,30	54,74
30	15,95	148,47
35	22,97	160,24

4.3.3 Variasi Jarak DVA L/3

Pada eksperimen ini di *setting* pada variasi jarak DVA L/3 yang dimana akan diketahui hasil respon getar translasi dan rotasi.



(a)



(b)

Gambar 4.6 Grafik Percepatan pada Variasi Jarak DVA L/5 (a) Channel 1 (b) Channel 2

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa grafik (a) merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang

terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25 cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik tersebut terlihat bahwa percepatan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari channel 1 karena pada channel 2 terdapat nilai respon getar translasi dan rotasi. Sementara pada channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga hanya terdapat satu nilai respon getar translasi. Pada channel 2 diketahui nilai percepatan sebesar $160,86 \text{ rad/s}^2$ dan channel 1 diketahui nilai voltase sebesar 21,01 m/s^2 .

Tabel 4.4 Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/3

Set Point (Hz)	Translasi (m/s^2)	Rotasi (rad/s^2)
15	3,19	13,91
20	5,04	35,10
25	8,04	62,34
30	18,39	122,87
35	21,01	160,86

4.4 Analisa Respon Getaran Percepatan (*Acceleration*)

4.4.1 Kondisi Tanpa DVA

Setelah dilakukan pengujian menggunakan variasi frekuensi didapatkan nilai respon getaran akselerasi untuk getaran arah translasi. Dimana nilai akselerasi didapatkan dengan persamaan berikut ini :

$$a = (vrms/V) * g * (f/100)$$

Keterangan:

- a = akselerasi (m/s^2)
 vrms = root mean square
 V = sensitivitas accelero [0,01 Volt]
 g = percepatan gravitasi [$9.81 m/s^2$]
 f = frekuensi eksitasi yang diberikan [Hz]
 100 = frekuensi kerja accelerometer pada saat 100MHz

Nilai akselerasi untuk getaran arah rotasi dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$\ddot{\theta} = \frac{a_2 - a_1}{L}$$

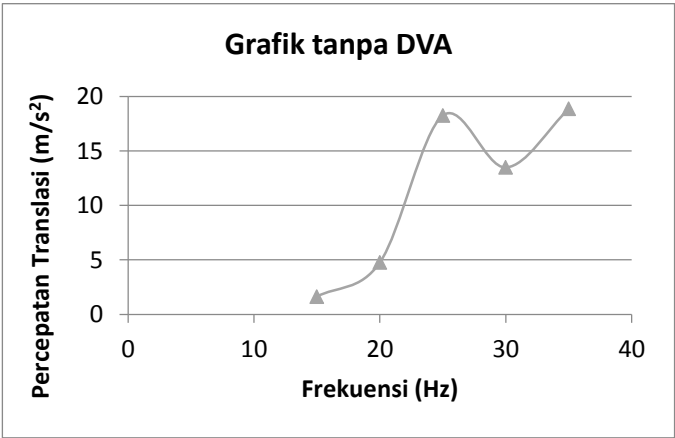
Dimana :

- $\ddot{\theta}$ = Percepatan sudut (rad/s^2)
 a_1 = Akselerasi arah translasi pada Channel 1 (m/s^2)
 a_2 = Akselerasi arah translasi pada Channel 2 (m/s^2)
 L = Jarak sensor Channel 1 dan Channel 2 (cm)

Nilai akselerasi untuk getaran arah translasi dapat dilihat pada Tabel 4.2 berikut ini :

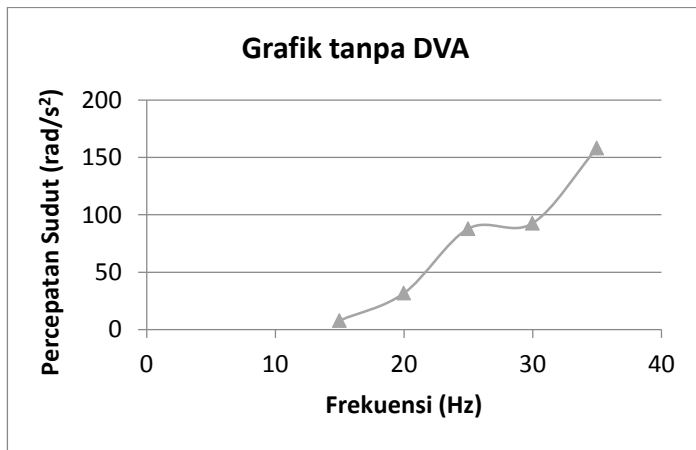
Tabel 4.5 Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Translasi dan Rotasi untuk Kondisi Tanpa DVA

Set Point (Hz)	Translasi (m/s ²)	Rotasi (rad/s ²)
15	1,63	7,95
20	4,77	31,80
25	18,25	87,95
30	13,48	92,70
35	18,85	158,18



Gambar 4.7 Grafik Respon Getaran Arah Translasi Tanpa DVA

Gambar 4.7 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah translasi untuk setiap perubahan variasi frekuensi. Dari gambar diatas dapat dilihat bahwa secara keseluruhan getaran pada arah translasi mengalami kenaikan frekuensi dari 15 Hz dengan nilai percepatan $1,63 \text{ m/s}^2$ hingga mencapai puncak resonansi pada frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan $18,25 \text{ m/s}^2$. Pada frekuensi 25 Hz adalah frekuensi mendekati frekuensi natural sistem. Setelah frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan $13,48 \text{ m/s}^2$, nilai rms percepatan mengalami kenaikan dan kembali naik pada saat frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan $18,85 \text{ m/s}^2$. Hal ini dikarenakan gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik merupakan fungsi kuadrat dari frekuensi.



Gambar 4.8 Grafik Respon Getaran Arah Rotasi Tanpa DVA

Gambar 4.8 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah rotasi untuk setiap perubahan variasi frekuensi. Dari gambar diatas dapat dilihat bahwa secara keseluruhan getaran pada arah rotasi mengalami kenaikan frekuensi dari 15 Hz dengan nilai percepatan $7,95 \text{ m/s}^2$ hingga

mencapai puncak 25 Hz dengan nilai percepatan $87,95 \text{ m/s}^2$. Hal ini merupakan frekuensi 25 Hz mendekati frekuensi natural sistem. Pada frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan $92,70 \text{ m/s}^2$ mengalami kenaikan dan pada frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan $158,18 \text{ m/s}^2$. Hal ini dikarenakan gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik merupakan fungsi kuadrat dari frekuensi.

4.4.2 Kondisi dengan Penambahan *Double DVA*

4.4.2.1 Hasil Nilai Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi

Setelah dilakukan pengujian dengan variasi frekuensi dan jarak DVA didapatkan nilai respon getaran percepatan untuk getaran ke arah translasi dan rotasi. Berikut adalah tabel nilai percepatan gerak translasi dan rotasi :

Tabel 4.6 Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Translasi untuk Kondisi dengan Penambahan DVA

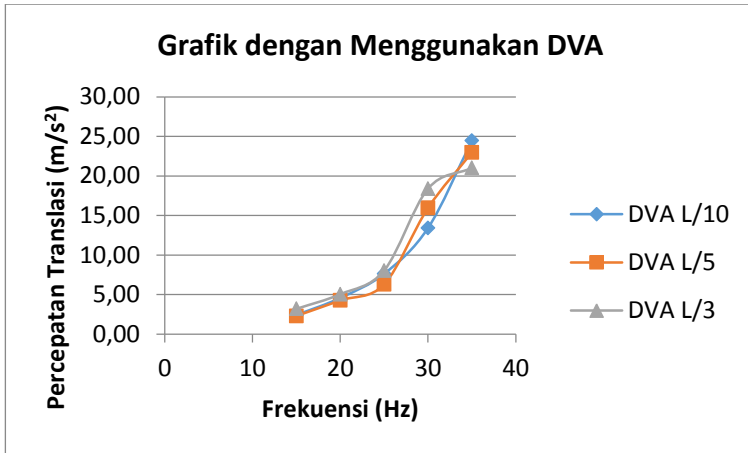
Set Point (Hz)	Panjang Lengan (m/s^2)		
	L/10	L/5	L/3
15	2,41	2,30	3,19
20	4,57	4,26	5,04
25	7,63	6,30	8,04
30	13,42	15,95	18,38
35	24,45	22,97	21,01

Tabel 4.7 Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Rotasi untuk Kondisi dengan Penambahan DVA

Set Point (Hz)	Panjang Lengan (rad/s ²)		
	L/10	L/5	L/3
15	12,45	12,24	13,91
20	28,74	29,27	35,10
25	58,44	54,74	62,34
30	114,01	148,47	122,87
35	165,63	160,24	160,86

4.4.2.2 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Translasi Pada Sistem Dengan Penambahan *Double DVA*

Nilai percepatan gerak translasi yang telah didapat dirubah menjadi grafik untuk memudahkan dalam pembahasan pengaruh perubahan frekuensi terhadap nilai percepatan. Berikut ini adalah grafik pengaruh perubahan frekuensi terhadap respon percepatan ke arah translasi :



Gambar 4.9 Grafik Respon Getaran Arah Translasi Dengan DVA

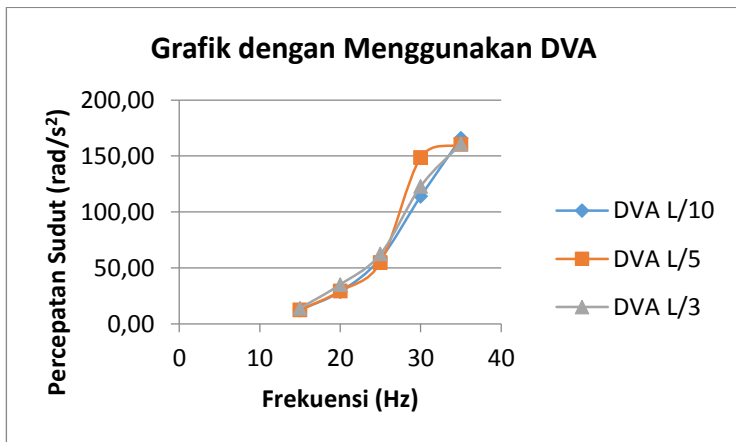
Gambar 4.9 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah translasi untuk setiap perubahan frekuensi motor pada panjang lengan L/10. Dari gambar 4.9 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat 2,41 m/s^2 dan dapat dilihat kenaikan hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan 24,45 m/s^2 . Hal itu dipengaruhi gaya eksitasi dari sistem tersebut dan grafik tersebut akan terus naik dan mempunyai titik puncak tak terhingga karena faktor gaya eksitasi dari sistem tersebut.

Pada panjang lengan L/5 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat 2,30 m/s^2 dan dapat dilihat kenaikan hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan 6,30 m/s^2 . Kemudian terdapat satu puncak resonansi pada frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan 15,95 m/s^2 mengalami kenaikan yang sangat tinggi. Pada frekuensi 30 Hz adalah frekuensi mendekati frekuensi natural sistem. Hal ini dipengaruhi oleh gaya eksitasi dari sistem tersebut dan grafik tersebut akan terus naik dan mempunyai titik puncak tak terhingga karena faktor gaya eksitasi dari sistem tersebut.

Pada panjang lengan $L/3$ dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $3,19 \text{ m/s}^2$ dan dapat dilihat kenaikan hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan $8,04 \text{ m/s}^2$. Grafik diatas terdapat satu puncak resonansi pada frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan $18,39 \text{ m/s}^2$ mengalami kenaikan yang sangat tinggi. Pada frekuensi 30 Hz adalah frekuensi mendekati frekuensi natural sistem. Kemudian pada frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan $21,01 \text{ m/s}^2$ mengalami sedikit penurunan nilai percepatan yang tidak terlalu signifikan.

4.4.2.3 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Rotasi Pada Sistem Dengan Penambahan *Double DVA*

Nilai percepatan gerak rotasi yang telah didapat dirubah menjadi grafik untuk memudahkan dalam pembahasan pengaruh perubahan frekuensi terhadap nilai percepatan. Berikut ini adalah grafik pengaruh perubahan frekuensi terhadap respon percepatan ke arah rotasi :



Gambar 4.10 Grafik Respon Getaran Arah Rotasi Dengan DVA

Gambar 4.10 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah rotasi untuk setiap perubahan frekuensi motor pada panjang lengan $L/10$. Dari Gambar 4.10 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz dengan nilai percepatan $12,45 \text{ rad/s}^2$ mengalami kenaikan hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan $165,63 \text{ rad/s}^2$. Hal ini disebabkan pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut. Dimana nilai percepatan pada arah rotasi lebih besar dari nilai percepatan arah translasi hal itu dikarenakan pada gerak rotasi terdapat dua macam gerak yaitu respon gerak rotasi dan translasi sehingga nilai percepatan yang dihasilkan lebih besar.

Pada panjang lengan $L/5$ dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $12,24 \text{ rad/s}^2$ mengalami kenaikan hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan $54,74 \text{ rad/s}^2$. Pada saat frekuensi 30 Hz mengalami kenaikan yang tinggi dengan nilai percepatan $148,47 \text{ rad/s}^2$. Hal ini dikarenakan pada frekuensi 30 Hz mendekati frekuensi natural sistem dan disebabkan pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut. Dimana nilai percepatan pada arah rotasi lebih besar dari nilai percepatan arah translasi hal itu dikarenakan pada gerak rotasi terdapat dua macam gerak yaitu respon gerak rotasi dan translasi sehingga nilai percepatan yang dihasilkan lebih besar.

Pada panjang lengan $L/3$ dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $13,91 \text{ rad/s}^2$ mengalami kenaikan hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan $160,86 \text{ rad/s}^2$. Hal ini disebabkan pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut. Dimana nilai percepatan pada arah rotasi lebih besar dari nilai percepatan arah translasi hal itu dikarenakan pada gerak rotasi terdapat dua macam gerak yaitu respon gerak rotasi dan translasi sehingga nilai percepatan yang dihasilkan lebih besar.

4.5 Pembahasan Grafik Sistem Dengan Penambahan *Double* DVA dengan Grafik Sistem Tanpa DVA

4.5.1 Hasil Reduksi Nilai Percepatan Sistem Dengan Penambahan *Double* DVA dan Tanpa DVA

Hasil nilai reduksi percepatan gerak translasi dan rotasi dengan penambahan *double* DVA dengan gerak translasi dan rotasi tanpa DVA dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4.8 Nilai Reduksi Gerak Translasi

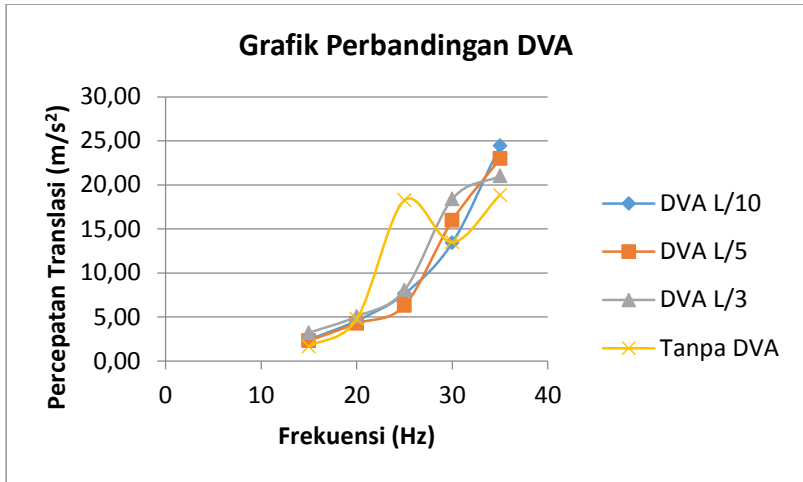
Frekuensi (Hz)	Acceleration (m/s ²)				Reduksi (m/s ²)		
	Tanpa DVA	DVA L/10	DVA L/5	DVA L/3	DVA L/10	DVA L/5	DVA L/3
15	1,63	2,41	2,30	3,19	-0,48	-0,41	-0,96
20	4,77	4,57	4,26	5,04	0,04	0,11	-0,06
25	18,25	7,63	6,30	8,04	0,58	0,65	0,56
30	13,48	13,42	15,95	18,39	0,00	-0,18	-0,36
35	18,85	24,45	22,97	21,01	-0,30	-0,22	-0,11

Tabel 4.9 Nilai Reduksi Gerak Rotasi

Frekuensi (Hz)	Acceleration (rad/s ²)				Reduksi (rad/s ²)		
	Tanpa DVA	DVA L/10	DVA L/5	DVA L/3	DVA L/10	DVA L/5	DVA L/3
15	7,95	12,45	12,24	13,91	-0,57	-0,54	-0,75
20	31,8	28,74	29,27	35,10	0,10	0,08	-0,10
25	87,95	58,44	54,74	62,34	0,34	0,38	0,29
30	92,7	114,01	148,47	122,87	-0,23	-0,60	-0,33
35	158,18	165,63	160,24	160,86	-0,05	-0,01	-0,02

4.5.2 Pembahasan Grafik Translasi Sistem Dengan Panambahan *Double* DVA dengan Grafik Sistem Tanpa DVA

Nilai akselerasi gerak translasi dengan penambahan *double* DVA dengan nilai percepatan gerak translasi tanpa penambahan DVA dapat dirubah menjadi grafik untuk memudahkan dalam pembahasan pengaruh penambahan *double* DVA untuk meredam gerak translasi yang dihasilkan oleh massa *unbalance* pada sistem utama. Dibawah ini adalah grafik sistem dengan penambahan *double* DVA dengan sistem tanpa DVA :



Gambar 4.11 Grafik Sistem dengan Penambahan *Double DVA* pada Variasi Jarak DVA L/10, L/5, dan L/3 dengan Sistem Tanpa DVA

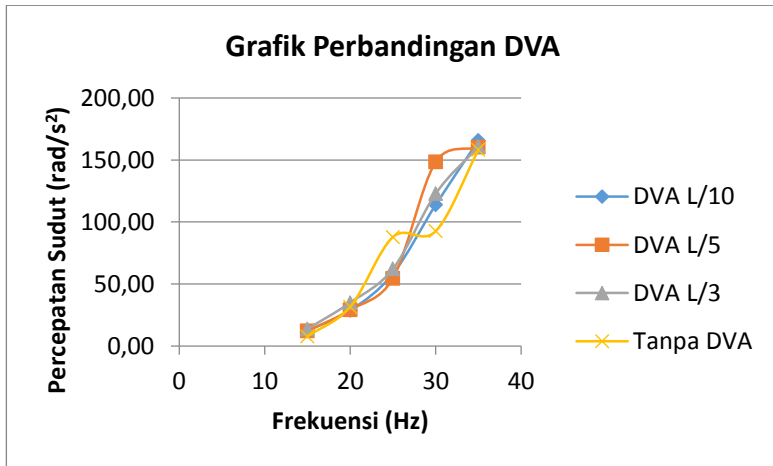
Pada variasi jarak DVA L/10 gerak translasi terlihat bahwa pada frekuensi 15 Hz sampai 20 Hz grafik mempunyai nilai yang hampir sama. Kemudian pada frekuensi 25 Hz dimana pada frekuensi ini merupakan daerah yang mendekati frekuensi natural dari sistem terlihat satu puncak resonansi yang ditunjukkan dalam grafik pada frekuensi 25 Hz pada garis putus-putus mempunyai nilai percepatan sebesar $18,25 \text{ m/s}^2$ dan pada garis lurus mempunyai nilai percepatan sebesar $7,63 \text{ m/s}^2$ dari angka tersebut dapat disimpulkan pada frekuensi 25 Hz nilai percepatan arah translasi dapat mereduksi dengan baik dengan nilai $0,58 \text{ m/s}^2$ adanya penambahan *double DVA*. Pada frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan $24,45 \text{ m/s}^2$ tidak dapat meredam getaran dengan baik dikarenakan grafik yang ditunjukkan garis lurus mempunyai hasil yang lebih tinggi daripada garis putus-putus. Tetapi pada frekuensi berikutnya grafik cenderung naik karena dipengaruhi faktor gaya eksitasi dari sistem tersebut.

Pada variasi jarak $L/5$ gerak translasi terlihat bahwa pada frekuensi 15 Hz sampai 20 Hz grafik mempunyai nilai yang hampir sama. Kemudian pada frekuensi 25 Hz dimana pada frekuensi ini terdapat satu puncak resonansi yang merupakan daerah yang mendekati frekuensi natural dari sistem terlihat dari grafik pada frekuensi 25 Hz pada garis putus-putus mempunyai nilai percepatan sebesar $18,25 \text{ m/s}^2$ dan pada garis lurus mempunyai nilai percepatan sebesar $6,30 \text{ m/s}^2$ dari angka tersebut dapat disimpulkan pada frekuensi 25 Hz nilai percepatan arah translasi mempunyai hasil reduksi paling tinggi dengan nilai $0,65 \text{ m/s}^2$ adanya penambahan *double* DVA. Tetapi pada frekuensi berikutnya yaitu frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan $15,95 \text{ m/s}^2$ ditunjukkan garis lurus dapat disimpulkan pada variasi frekuensi dan variasi jarak DVA tersebut tidak dapat meredam getaran. Sedangkan pada frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan $22,97 \text{ m/s}^2$ dapat meredam getaran tetapi tidak terlalu besar nilainya.

Pada variasi jarak DVA $L/3$ gerak translasi terlihat bahwa pada frekuensi 15 Hz sampai 20 Hz grafik mempunyai nilai yang hampir sama. Kemudian pada frekuensi 25 Hz dimana pada frekuensi ini terdapat satu puncak resonansi yang merupakan daerah yang mendekati frekuensi natural dari sistem terlihat dari grafik pada frekuensi 25 Hz pada garis putus-putus mempunyai nilai percepatan sebesar $18,25 \text{ m/s}^2$ dan pada garis lurus mempunyai nilai percepatan sebesar $7,63 \text{ m/s}^2$ dari angka tersebut dapat disimpulkan pada frekuensi 25 Hz nilai percepatan arah translasi dapat mereduksi dengan baik dengan nilai $0,56 \text{ m/s}^2$ adanya penambahan *double* DVA. Tetapi pada frekuensi berikutnya yaitu frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan $18,39 \text{ m/s}^2$ dan 35 Hz dengan nilai percepatan $21,01 \text{ m/s}^2$ ditunjukkan garis lurus dapat disimpulkan pada variasi frekuensi dan variasi jarak DVA tersebut tidak dapat meredam getaran.

4.5.3 Pembahasan Grafik Rotasi Sistem Dengan Panambahan *Double* DVA dengan Grafik Sistem Tanpa DVA

Nilai akselerasi gerak rotasi dengan penambahan *double* DVA dengan nilai percepatan gerak rotasi tanpa penambahan DVA dapat dirubah menjadi grafik untuk memudahkan dalam pembahasan pengaruh penambahan *double* DVA untuk meredam gerak rotasi yang dihasilkan oleh massa *unbalance* pada sistem utama. Dibawah ini adalah grafik sistem dengan penambahan *double* DVA dengan sistem tanpa DVA :



Gambar 4.12 Grafik Sistem dengan Penambahan *Double* DVA pada Variasi Jarak DVA L/10, L/5, dan L/3 dengan Sistem Tanpa DVA

Pada variasi jarak DVA L/10 gerak rotasi terlihat bahwa pada frekuensi 15 Hz sampai 20 Hz grafik mempunyai nilai yang hampir sama. Kemudian pada frekuensi 25 Hz dimana pada frekuensi ini merupakan daerah yang mendekati frekuensi natural dari sistem terlihat dari tren grafik pada frekuensi 25 Hz pada garis putus-putus mempunyai nilai percepatan sebesar 87,95 rad/s²

dan pada garis lurus mempunyai nilai percepatan sebesar $58,44 \text{ rad/s}^2$ dari angka tersebut dapat disimpulkan pada frekuensi 25 Hz nilai percepatan arah rotasi dapat mereduksi dengan baik dengan nilai $0,34 \text{ rad/s}^2$ karena penambahan *double* DVA. Tetapi pada frekuensi berikutnya grafik cenderung naik terlihat pada garis lurus dan garis putus-putus pada frekuensi 35 Hz tidak terlalu terlihat signifikan sehingga dapat disimpulkan tidak dapat meredam getaran dengan baik karena dipengaruhi faktor gaya eksitasi dari sistem tersebut.

Pada variasi jarak DVA L/5 gerak rotasi terlihat bahwa pada frekuensi 15 Hz sampai 20 Hz grafik mempunyai nilai yang hampir sama, kemudian pada frekuensi 25 Hz dimana pada frekuensi ini merupakan daerah yang mendekati frekuensi natural dari sistem terlihat dari tren grafik pada frekuensi 25 Hz pada garis putus-putus mempunyai nilai percepatan sebesar $87,95 \text{ rad/s}^2$ dan pada garis lurus mempunyai nilai percepatan sebesar $54,74 \text{ rad/s}^2$ dari angka tersebut dapat disimpulkan pada frekuensi 25 Hz nilai percepatan arah translasi dapat mereduksi dengan baik dengan nilai $0,38 \text{ rad/s}^2$ karena penambahan *double* DVA. Tetapi pada frekuensi berikutnya yaitu frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan $148,47 \text{ m/s}^2$ tidak dapat meredam getaran dan 35 Hz dengan nilai percepatan $160,24 \text{ m/s}^2$ ditunjukkan garis lurus dan putus-putus tidak terlalu signifikan sehingga dapat disimpulkan pada variasi frekuensi dan variasi jarak DVA tersebut tidak dapat meredam getaran.

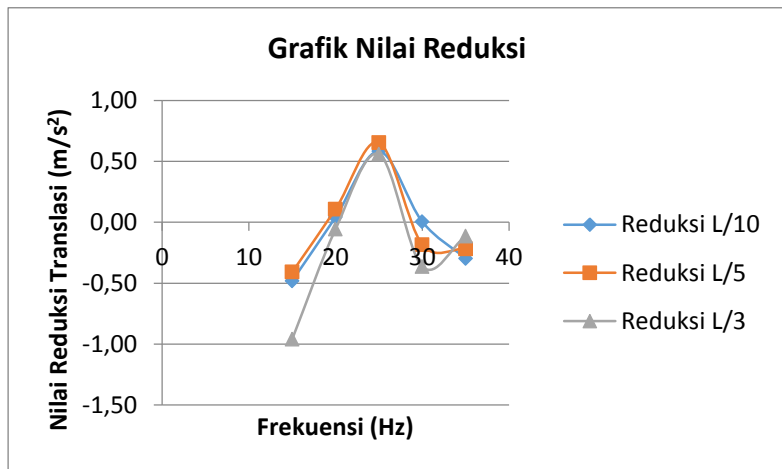
Pada variasi jarak DVA L/3 gerak rotasi terlihat bahwa pada frekuensi 15 Hz sampai 20 Hz grafik mempunyai nilai yang hampir sama, kemudian pada frekuensi 25 Hz dimana pada frekuensi ini merupakan daerah yang mendekati frekuensi natural dari sistem terlihat dari tren grafik pada frekuensi 25 Hz pada garis putus-putus mempunyai nilai percepatan sebesar $87,95 \text{ rad/s}^2$ dan pada garis lurus mempunyai nilai percepatan sebesar $62,34 \text{ rad/s}^2$ dari angka tersebut dapat disimpulkan pada frekuensi 25 Hz nilai percepatan arah translasi dapat mereduksi dengan baik dengan nilai $0,29 \text{ rad/s}^2$ karena penambahan *double* DVA. Tetapi

pada frekuensi berikutnya grafik cenderung naik terlihat pada garis lurus dan garis putus-putus pada frekuensi 35 Hz tidak terlalu terlihat signifikan sehingga dapat disimpulkan tidak dapat meredam getaran dengan baik karena dipengaruhi faktor gaya eksitasi dari sistem tersebut.

4.5.4 Pembahasan Grafik Nilai Reduksi Percepatan

4.5.4.1 Nilai Reduksi Percepatan Gerak Translasi

Dibawah ini adalah grafik perbandingan nilai reduksi pada sistem utama yang direduksi dengan penambahan 2 massa DVA sehingga nilai getaran yang terjadi pada sistem utama dapat tereduksi :



Gambar 4.13 Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Translasi

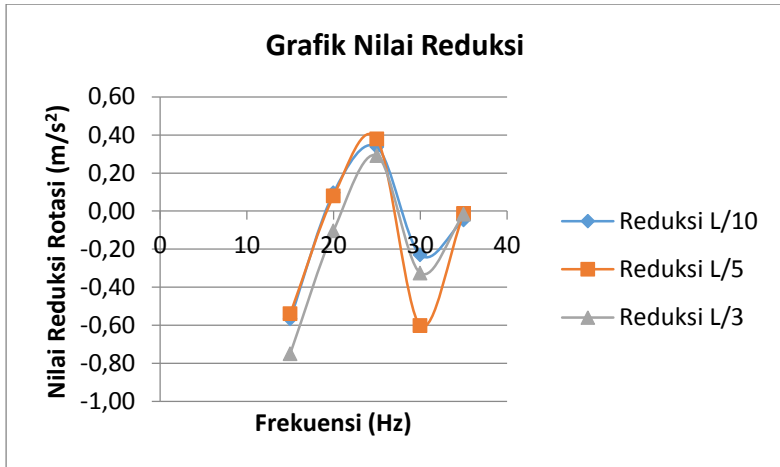
Dari dasar teori yang dipakai nilai reduksi terbaik diambil pada frekuensi yang mendekati frekuensi natural dari sistem, dimana frekuensi dari sistem telah ditentukan pada frekuensi 20 Hz . tetapi pada saat pengambilan data mengalami banyak faktor pengurang sehingga nilai yang dihasilkan tidak sesuai dengan dasar teori faktor-faktor yang mempengaruhi pengambilan data

seperti gesekan antara pulley dan V-belt , gesekan pada bearing, torsi motor yang kurang dll. Sehingga nilai frekuensi natural yang telah ditetapkan pada frekuensi 20 Hz mengalami pergeseran ke frekuensi 25 Hz karena faktor- faktor penghambat tersebut sehingga putaran pada inverter tidak sesuai dengan putaran yang sebenarnya.

Dari grafik nilai reduksi diatas dapat disimpulkan nilai reduksi pada frekuensi natural yaitu pada frekuensi 25 Hz pada pergeseran L/10 dengan nilai $0,58 \text{ m/s}^2$, pada lengan L/5 dengan nilai $0,65 \text{ m/s}^2$ dan pada lengan L/3 dengan nilai $0,56 \text{ m/s}^2$ dari ketiga variasi pergeseran lengan didapatkan nilai reduksi terbaik pada gerak translasi dengan penambahan *double DVA – Dependent* dengan nilai reduksi sebesar $0,65 \text{ m/s}^2$, atau dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama dengan nilai 65% sehingga dapat disimpulkan pemasangan *double DVA – Dependent* dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama.

4.5.4.2 Nilai Reduksi Percepatan Gerak Rotasi

Dibawah ini adalah grafik perbandingan nilai reduksi pada sistem utama yang direduksi dengan penambahan 2 massa DVA sehingga nilai getaran yang terjadi pada sistem utama dapat tereduksi :



Gambar 4.14 Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Rotasi

Dari dasar teori yang dipakai nilai reduksi terbaik diambil pada frekuensi yang mendekati frekuensi natural dari sistem, dimana frekuensi dari sistem telah ditentukan pada frekuensi 20 Hz . tetapi pada saat pengambilan data mengalami banyak faktor pengurang sehingga nilai yang dihasilkan tidak sesuai dengan dasar teori faktor-faktor yang mempengaruhi pengambilan data seperti gesekan antara pully dan V-belt , gesekan pada bearing, torsi motor yang kurang dll. Sehingga nilai frekuensi natural yang telah ditetapkan pada frekuensi 20 Hz mengalami pergeseran ke frekuensi 25 Hz karena faktor- faktor penghambat tersebut sehingga putaran pada inverter tidak sesuai dengan putaran yang sebenarnya.

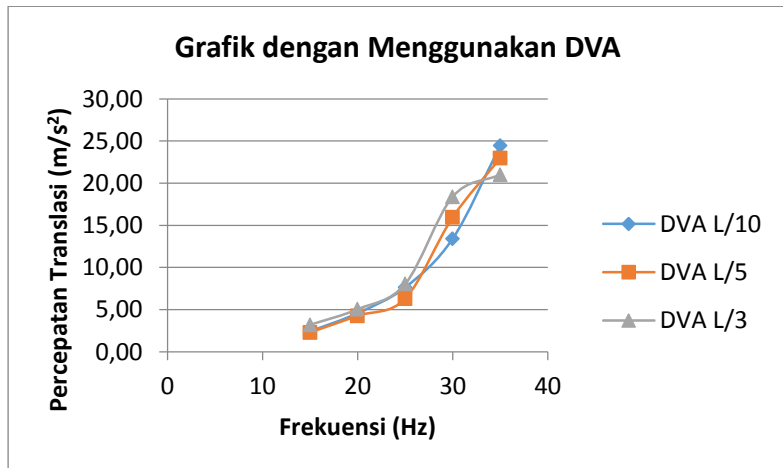
Dari grafik nilai reduksi diatas dapat disimpulkan nilai reduksi pada frekuensi natural yaitu pada frekuensi 25 Hz pada pergeseran L/10 dengan nilai $0,34 \text{ rad/s}^2$, pada lengan L/5 dengan nilai $0,38 \text{ rad/s}^2$ dan pada lengan L/3 dengan nilai $0,29 \text{ rad/s}^2$ dari ketiga variasi pergeseran lengan didapatkan nilai reduksi terbaik pada gerak rotasi dengan penambahan *double DVA – Dependent* dengan nilai reduksi sebesar $0,38 \text{ rad/s}^2$, atau dapat mereduksi

getaran yang terjadi pada sistem utama dengan nilai 38% sehingga dapat disimpulkan pemasangan double DVA - *Dependent* dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama.

4.6 Pengaruh Variasi pada Sistem Utama

4.6.1 Pengaruh Frekuensi pada Sistem Utama

Pengaruh frekuensi terhadap respon gerak translasi dan rotasi pada sistem utama salah satu contohnya sebagai pada grafik berikut :



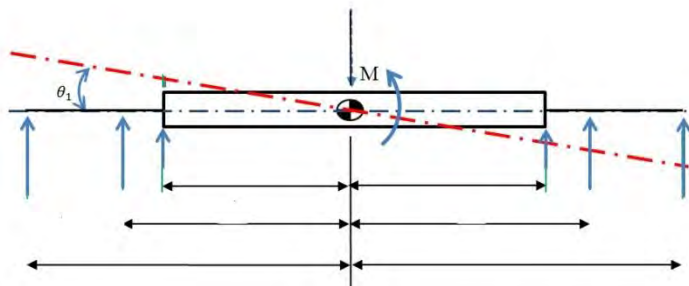
Gambar 4.15 Grafik Variasi Frekuensi Terhadap Respon Gerak Translasi

Pada eksperimen ini dilakukan pengambilan data dengan variasi frekuensi, dimana pada eksperimen ini dilakukan perubahan/variasi frekuensi putaran motor dengan variasi putaran sebagai berikut : 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz ,35 Hz dimana masing masing variasi frekuensi menimbulkan karakteristik getaran yang berbeda baik respon gerak arah translasi maupun respon gerak arah rotasi. Dari contoh grafik diatas dapat dilihat

dengan penambahan frekuensi maka respon gerak yang dihasilkan akan semakin besar.

4.6.2 Pengaruh Panjang Lengan pada Sistem Utama dan Stiffness Pegas Sistem Paralel

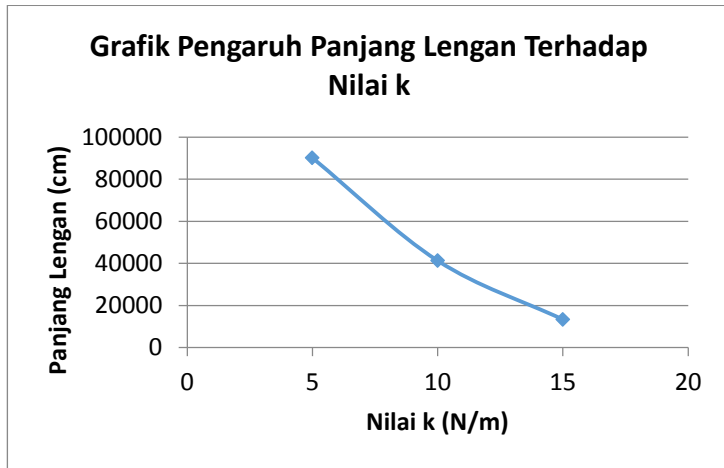
Pengaruh panjang lengan terhadap respon gerakan yang terjadi pada sistem utama, dimana dalam eksperimen ini dilakukan variasi panjang lengan untuk menentukan variasi jarak terbaik reduksi gerak translasi dan rotasi pada sistem utama.



Gambar 4.16 Gambar Variasi Panjang Lengan

Variasi panjang lengan pada eksperimen ini adalah memvariasikan jarak beam dari *centre of gravity* dari sistem utama, dimana variasi jarak pergeseran telah ditentukan yaitu variasi $L/10$, $L/5$, $L/3$ dari panjang total sistem utama sepanjang 50 cm. pengaruh variasi pergeseran jarak beam terhadap respon gerak translasi dan rotasi pada sistem utama yaitu kekakuan dari pegas itu sendiri, dimana jarak pergeseran semakin mendekati *centre of gravity*, misalkan pada variasi jarak $L/10$ maka respon gerak translasi pada sistem utama akan mampu mereduksi getaran yang lebih baik, akan tetapi pada respon gerak translasi tidak mampu mereduksi getaran dengan baik dan sebaliknya jika posisi pergeseran menjauhi *centre of gravity* maka respon gerak rotasi akan mampu direduksi dengan baik tetapi pada respon gerak translasi tidak mampu direduksi dengan baik, jika pada lengan

menjauhi *centre of gravity* maka pengaruh momen yang ditimbulkan pada sistem utama akan lebih besar.



Gambar 4.17 Grafik Pengaruh Panjang Lengan Terhadap Nilai k

Pengaruh variasi panjang lengan terhadap variasi sistem paralel dimana jika DVA diletakkan pada variasi $L/10$ yang mendekati dengan *centre of gravity* maka nilai k semakin besar sehingga dapat meredam respon getar ke arah translasi lebih baik. Sedangkan jika DVA diletakkan pada variasi $L/3$ yang dimana DVA menjauhi dari *centre of gravity* maka nilai k semakin kecil. Hal ini dikarenakan semakin besar nilai l maka semakin kecil nilai k sedangkan semakin kecil nilai l maka semakin besar nilai k .

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari eksperimen yang telah dilakukan dapat diketahui karakteristik getaran pada sistem utama tanpa DVA dan dengan penambahan *double* DVA dengan variasi frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz dan variasi jarak DVA $L/10$, $L/5$, dan $L/3$ dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dari pengujian menyatakan bahwa semakin besar frekuensi yang diberikan maka respon gerak translasi dan rotasi semakin tinggi nilainya.
2. Dari pengujian dapat disimpulkan jika jarak antara 2 massa DVA semakin mendekati *centre of gravity* maka mampu meredam respon gerak arah translasi dan jika jarak antara 2 massa DVA menjauhi *centre of gravity* maka mampu meredam respon gerak arah rotasi.
3. Hasil yang didapatkan dalam pengujian bahwa nilai reduksi maksimal respon getar arah translasi terdapat pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA $L/5$ (10 cm) yaitu sebesar $0,65 \text{ m/s}^2$ atau 65% dan respon getar arah rotasi dengan nilai percepatan $0,38 \text{ rad/s}^2$ atau 38%.
4. Pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai k yaitu semakin panjang l maka semakin kecil nilai k , hal ini dikarenakan semakin panjang l maka memiliki sifat lentur yang semakin tinggi. Sedangkan semakin pendek l maka semakin besar nilai k , hal ini dikarenakan semakin pendek l maka memiliki sifat lentur yang semakin rendah.

5.2 Saran

1. Konstruksi meja harus lebih kuat dan dikaitkan dengan lantai agar tidak terjadi getaran lain yang ditimbulkan oleh massa *unbalance*.
2. *Timing belt* harus diberi tutup agar tidak berbahaya pada saat pengambilan data.
3. Jalur pergeseran DVA diberi mistar agar saat pergeseran variasi DVA lebih tepat.
4. Daya motor diperbesar agar frekuensi inverter sesuai dengan putaran motor.
5. Pada peneliti selanjutnya diperlukan variasi pergeseran jarak DVA secara tidak simetri agar lebih akurat untuk mengetahui pengaruh terhadap reduksi getaran dari sistem utama.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] **Yoshida, Kazuo.** *Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation.* 1995. **ITS. Surabaya. Indonesia.**
- [2] **Rao, Singiresu S.,** (2004), *Mechanical Vibration*”, Fourth edition, Pearson Education International, **New Jersey**
- [3] **Krenk, Steen.** *Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure.* 2013. **ITS. Surabaya. Indonesia**
- [4] **H.L. Sun, P.Q. Zhang, H.B. Chen, K. Zhang, X.L. Gong,** 2007,” *Application of dynamic vibration absorbers in structural vibration control under multi-frequency harmonic excitation,*” *Applied Acoustics* 69 (2008) 1361–1367
- [5] **Lim, Seungho.** 2009. ”*Cantilever Dynamic Vibration Abroeber for Reducing Optical Disk Drive Vibration.* **IEEE journal.** Vol 45. No5
- [6] **Effendi, Herri.** *Karakteristik Sistem Getaran 2 DOF Dengan Penambahan Single Dynamic Vibration Absorber ,* 2015.

LAMPIRAN DVA



Gambar Lampiran 1 Sistem Utama Tanpa DVA



Gambar Lampiran 2 Sistem Utama Dengan DVA

Tabel 4.1 Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Frekuensi Tanpa DVA

Set Point (Hz)	Translasi (m/s²)	Rotasi (rad/s²)
15	1,63	7,95
20	4,77	31,8
25	18,25	87,95
30	13,48	92,7
35	18,85	158,18

Tabel 4.2 Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/10

Set Point (Hz)	Translasi (m/s²)	Rotasi (rad/s²)
15	2,41	12,45
20	4,57	28,74
25	7,63	58,44
30	13,42	114,01
35	24,45	165,63

Tabel 4.3 Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/5

Set Point (Hz)	Translasi (m/s²)	Rotasi (rad/s²)
15	2,30	12,24
20	4,26	29,27
25	6,30	54,74
30	15,95	148,47
35	22,97	160,24

Tabel 4.4 Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/3

Set Point (Hz)	Translasi (m/s²)	Rotasi (rad/s²)
15	3,19	13,91
20	5,04	35,10
25	8,04	62,34
30	18,39	122,87
35	21,01	160,86

Tabel 4.5 Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Translasi dan Rotasi untuk Kondisi Tanpa DVA

Set Point (Hz)	Translasi (m/s²)	Rotasi (rad/s²)
15	1,63	7,95
20	4,77	31,80
25	18,25	87,95
30	13,48	92,70
35	18,85	158,18

Tabel 4.6 Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Translasi untuk Kondisi dengan Penambahan DVA

Set Point (Hz)	Panjang Lengan (m/s²)		
	L/10	L/5	L/3
15	2,41	2,30	3,19
20	4,57	4,26	5,04
25	7,63	6,30	8,04
30	13,42	15,95	18,38
35	24,45	22,97	21,01

Tabel 4.7 Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Rotasi untuk Kondisi dengan Penambahan DVA

Set Point (Hz)	Panjang Lengan (rad/s ²)		
	L/10	L/5	L/3
15	12,45	12,24	13,91
20	28,74	29,27	35,10
25	58,44	54,74	62,34
30	114,01	148,47	122,87
35	165,63	160,24	160,86

Tabel 4.8 Nilai Reduksi Gerak Translasi

Frekuensi (Hz)	Acceleration (m/s ²)				Reduksi (m/s ²)		
	Tanpa DVA	DVA L/10	DVA L/5	DVA L/3	DVA L/10	DVA L/5	DVA L/3
15	1,63	2,41	2,30	3,19	-0,48	-0,41	-0,96
20	4,77	4,57	4,26	5,04	0,04	0,11	-0,06
25	18,25	7,63	6,30	8,04	0,58	0,65	0,56
30	13,48	13,42	15,95	18,39	0,00	-0,18	-0,36
35	18,85	24,45	22,97	21,01	-0,30	-0,22	-0,11

Tabel 4.9 Nilai Reduksi Gerak Rotasi

Frekuensi (Hz)	Acceleration (rad/s ²)				Reduksi (rad/s ²)		
	Tanpa DVA	DVA L/10	DVA L/5	DVA L/3	DVA L/10	DVA L/5	DVA L/3
15	7,95	12,45	12,24	13,91	-0,57	-0,54	-0,75
20	31,8	28,74	29,27	35,10	0,10	0,08	-0,10
25	87,95	58,44	54,74	62,34	0,34	0,38	0,29
30	92,7	114,01	148,47	122,87	-0,23	-0,60	-0,33
35	158,18	165,63	160,24	160,86	-0,05	-0,01	-0,02

RIWAYAT HIDUP



Prasetya Agista dilahirkan di Surabaya pada tanggal 21 Desember 1990. Penulis merupakan putra pertama dari pasangan Dwi Agung Wardoyo dan Ista Efrina.

Penulis memulai pendidikan dasar di SD Al-Hikmah Surabaya dan lulus pada tahun 2003, lalu melanjutkan studi ke SMP Al-Falah Deltasari Sidoarjo dan lulus pada tahun 2006, kemudian penulis melanjutkan studi ke SMA Muhammadiyah 2 Surabaya dan lulus pada tahun 2009. Setelah masa studi SMA selesai, penulis melanjutkan studi program Diploma ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS) jurusan Teknik Mesin dan lulus pada tahun 2012. Pada tahun 2012 penulis melanjutkan program sarjana di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dan mengambil bidang studi Desain. Keinginan untuk selalu belajar dan mengamalkan ilmu yang didapat selama kuliah mendorong penulis untuk mengambil Tugas Akhir dengan judul “Studi Eksperimen Karakteristik Getaran Sistem Utama Dengan Penambahan *Double Dynamic Vibration Absorber* (DVA) - *Dependent*”. Penulis memiliki harapan agar ilmu yang telah didapatkan dapat berguna untuk agama dan negara. Penulis dapat dihubungi melalui email dibawah ini:

prasetya.agista@yahoo.com

prasetya.agista@gmail.com

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Gerakan pada Bandul	5
Gambar 2.2.	Mekanisme DVA pada Motor Listrik.....	7
Gambar 2.3.	Getaran Sistem Dinamis Tanpa Peredam	8
Gambar 2.4.	Pengaruh Getaran Tanpa Peredam pada Respon Mesin	9
Gambar 2.5.	Getaran Sistem Dinamis Dengan Peredam....	10
Gambar 2.6.	Pengaruh Getaran dengan Peredam pada Respon Mesin	11
Gambar 2.7.	Model Matematis Gerak Rotasi dengan Tambahkan DVA	12
Gambar 2.8.	Jembatan Pejalan Kaki dengan Panjang Bagian Tengah yang Bisa diubah	13
Gambar 2.9.	Perpindahan Resonansi dan <i>Non Resonance</i> pada <i>Vibration Absorber</i>	14
Gambar 2.10.	Pemodelan Dari <i>Mass Absorber</i> pada Struktur <i>Fleksibel</i>	14
Gambar 2.11.	Model dari SADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal	15
Gambar 2.12.	Model dari HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal	16
Gambar 2.13.	Grafik Respon Getaran Setelah Diberikan <i>Absorber</i> Penelitian Yoshida	16
Gambar 3.1.	Diagram Alir Tugas Akhir	18
Gambar 3.2.	<i>Free Body Diagram</i> Tanpa DVA	20
Gambar 3.3.	<i>Free Body Diagram</i> dengan DVA	23
Gambar 3.4.	<i>Free Body Diagram</i> Massa DVA	24
Gambar 3.5.	Skema Pemodelan Alat Pengujian.....	26
Gambar 3.6.	Bodi Mesin	27
Gambar 3.7.	Poros Penyangga	28
Gambar 3.8.	Sistem Utama	28

Gambar 3.9.	Motor Listrik	29
Gambar 3.10.	<i>Disc</i>	29
Gambar 3.11.	Massa <i>Unvalance</i>	30
Gambar 3.12.	Gear Motor	30
Gambar 3.13.	Sistem DVA Paralel	31
Gambar 3.14.	Massa <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	31
Gambar 3.15.	Panel Listrik	32
Gambar 3.16.	Model Mekanisme <i>Prototype DVA</i>	32
Gambar 3.17.	Skema Dinamis <i>Prototype DVA</i>	33
Gambar 3.18.	Variasi Sudut Fasa pada <i>Disc</i>	33
Gambar 3.19.	Kekakuan Pegas Pengganti dari <i>Beam</i>	35
Gambar 3.20.	Timbangan Digital	36
Gambar 3.21.	<i>Digital Storage Oscilloscope</i>	37
Gambar 3.22.	<i>Accelerometer</i>	38
Gambar 3.23.	<i>Power Supply</i>	39
Gambar 3.24.	Rangkaian Pemasangan Accelerometer untuk Mengukur Getaran Arah Vertikal dan Arah Rotasi	40
Gambar 3.25.	Diagram Alir Pengujian	42
Gambar 4.1.	Sistem Utama yang Terpasang DVA Pada Sistem Paralel (Dependent)	45
Gambar 4.2.	Contoh Grafik pada <i>Oscilloscope</i> dengan Variasi Frekuensi 15 Hz tanpa DVA	47
Gambar 4.3.	Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2	48
Gambar 4.4.	Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2	50
Gambar 4.5.	Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2	52

Gambar 4.6.	Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2.....	54
Gambar 4.7.	Grafik Respon Getaran Arah Translasi Tanpa DVA	57
Gambar 4.8.	Grafik Respon Getaran Arah Rotasi Tanpa DVA	58
Gambar 4.9.	Grafik Respon Getaran Arah Translasi Dengan DVA	61
Gambar 4.10.	Grafik Respon Getaran Arah Rotasi Dengan DVA	62
Gambar 4.11.	Grafik Sistem dengan Penambahan <i>Double</i> DVA pada Variasi Jarak DVA L/10, L/5, dan L/3 dengan Sistem Tanpa DVA	66
Gambar 4.12.	Grafik Sistem dengan Penambahan <i>Double</i> DVA pada Variasi Jarak DVA L/10, L/5, dan L/3 dengan Sistem Tanpa DVA	68
Gambar 4.13.	Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Translasi	70
Gambar 4.14.	Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Rotasi	72
Gambar 4.15.	Grafik Variasi Frekuensi Terhadap Respon Gerak Translasi.....	73
Gambar 4.16.	Gambar Variasi Panjang Lengan.....	74
Gambar 4.17.	Grafik Pengaruh Panjang Lengan Terhadap Nilai k.....	75

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - DEPENDENT*

Prasetya Agista dan Harus Laksana Guntur

Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: haruslg@me.its.ac.id

Abstrak- Getaran berlebih dapat menimbulkan kerusakan pada struktur atau mesin sehingga perlu direduksi. Salah satu cara untuk mereduksi getaran yang berlebih adalah dengan menambahkan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* pada sistem utama. Metode yang dapat digunakan untuk meredam getaran adalah dengan memasang peredam getaran dinamik DVA yang merupakan suatu metode yang cukup populer dilakukan. DVA sebelumnya banyak digunakan pada bangunan tingkat tinggi yang berguna untuk mengurangi dampak negatif dari getaran yang disebabkan oleh gempa bumi pada bangunan tersebut. Pada penelitian ini, Hasil yang diperoleh dari tugas akhir ini adalah nilai respon getaran berupa translasi pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA L/5 dengan nilai percepatan $6,30 \text{ m/s}^2$ dan prosentase reduksinya adalah 65% dan rotasi pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA L/5 dengan nilai percepatan $54,74 \text{ m/s}^2$ dan prosentase reduksinya adalah 38%. Dari hasil diatas dapat diketahui bahwa pada penambahan double DVA pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA L/5 dapat meredam getaran pada arah translasi dan rotasi dengan baik.

Kata Kunci: *Getaran, Dynamic Vibration Absorber (DVA), Frekuensi motor, Sudut phasa, dan jarak antar 2 DVA.*

I. PENDAHULUAN

Vibrasi atau Getaran yang terjadi pada suatu mesin dapat mengakibatkan kerusakan pada konstruksi mesin. Proses redaman tidak hanya dilakukan dengan meminimalkan gaya eksitasi tapi dapat juga dilakukan dengan menambah peredam getaran pada mesin tersebut.

Dynamic Vibration Absorber (DVA) atau peredam getaran dinamis adalah sistem pegas – massa dirubah yang digunakan untuk mereduksi getaran pada sistem jeda satu frekuensi. Sebuah absorber dinamis dapat ditempelkan pada mesin berputar dan diatur untuk bergerak tidak beraturan dalam sedemikian rupa sehingga dapat melawan kekuatan dari ketidakseimbangan berputar. Metode yang dapat digunakan untuk meredam getaran adalah dengan pemasangan peredam getaran dinamik DVA yang merupakan suatu metode yang cukup populer dilakukan. DVA sebelumnya banyak digunakan pada bangunan tingkat tinggi yang berguna untuk mengurangi dampak negatif dari getaran yang disebabkan oleh gempa bumi pada bangunan tersebut. DVA juga dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran, sehingga tidak hanya terfokus untuk bangunan bertingkat saja.

Pada penelitian tugas akhir ini akan dibuat dan dibahas mengenai mekanisme dengan DVA kemudian dilakukan pengujian karakteristik. Penelitian ini menggunakan motor listrik AC sebagai sumber getaran pada sebuah *Beam* dan

memvariasikan nilai parameter alat uji yaitu sudut phasa $disc 0^\circ$ dan 90° dan frekuensi kecepatan motor pada 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz serta perubahan jarak posisi massa DVA L/10 (5 cm), L/5 (10 cm), dan L/3 (15 cm) sehingga mendapatkan respon getaran. Dari pengujian tersebut dapat diketahui bahwa bagaimana pengaruh penambahan DVA pada sistem utama sehingga dapat mereduksi getaran.

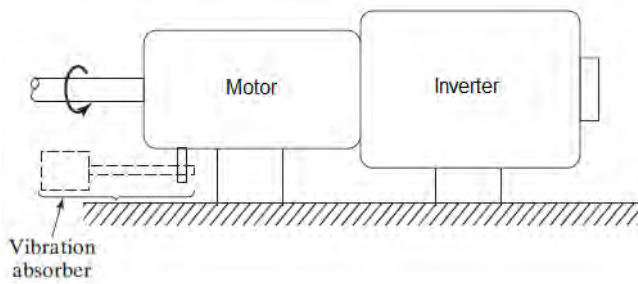
II. URAIAN PENELITIAN

Pada penelitian ini tahapan-tahapan yang harus dilakukan sebelum melakukan pengujian adalah sebagai berikut :

A. Studi Literatur

Secara umum getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangan. Setiap komponen mekanikal memiliki berat dan properties yang menyerupai pegas, ada dua kelompok umum dari getaran, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran terdiri dari beberapa bagian antara lain:

- Getaran Bebas adalah suatu sistem yang diberi gaya awal dan selanjutnya berosilasi secara bebas tanpa dipengaruhi gaya eksternal.
- Gaya Eksitasi adalah gaya rangsang atau gaya yang timbul akibat dari suatu sumber getar.
- Osilasi adalah gerak variasi periodik terhadap waktu dan suatu hasil pengukuran.
- Gerak Harmonik adalah gerak osilasi dimana suatu sistem dalam keadaan setimbang statis maupun dinamis, apabila dalam sistem demikian disimpangkan.
- Frekuensi adalah banyaknya gelombang dalam satu detik.
- Periode adalah waktu tempuh dalam satu gelombang.
- Amplitudo adalah simpangan maksimal.
- Resonansi adalah getaran suatu sistem di mana frekuensi gaya eksitasi sama dengan frekuensi pribadi dari sistem sehingga menyebabkan amplitudo yang sangat besar.
- Simpangan adalah besarnya perpindahan suatu benda dari posisi awal.



Gambar. 1. Mekanisme DVA pada Motor Listrik

B. Perencanaan dan Pembuatan Mekanisme

Tahap perencanaan berfungsi untuk meredam getaran pada sistem utama dengan menambahkan 2 massa DVA yang terpasang pada sistem paralel. Mekanisme peredam dari getaran sistem utama memvariasikan pergeseran 2 massa DVA secara simetris pada lengan sistem paralel. Dimana variasi panjang lengan yang digunakan adalah $L/10$ (5 cm), $L/5$ (10 cm), dan $L/3$ (15 cm) dan variasi frekuensi putaran motor yang diatur oleh inverter 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz.



Gambar. 2. Model Mekanisme Sistem Utama yang Terpasang DVA pada Sistem Paralel

C. Pengujian Double Dynamic Vibration Absorber - Dependent

Proses pengujian eksperimen untuk pertama kali dilakukan dengan menggunakan panjang lengan $L/10$ (5 cm) kemudian memvariasikan frekuensi putaran motor listrik 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz. Pasang *Accelerometer* pada tengah dan ujung sistem utama. Atur *Oscilloscope* untuk merekam data voltage output dari model sistem utama. Data direkam dan disimpan dalam *flashdisk* untuk diolah menggunakan *software Matlab* untuk mendapatkan nilai percepatan translasi dan percepatan sudut. Kemudian variasi frekuensi tersebut diatur oleh inverter yang dimana variasi frekuensi awal dimulai dari 15 Hz. Setelah variasi frekuensi dilakukan pada panjang lengan $L/10$ kemudian dilakukan pengambilan data pada panjang lengan $L/5$ dan $L/3$ dengan variasi frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz.

D. Pengolahan Data Pengujian

Data yang diperoleh dari hasil pengujian eksperimen diolah sehingga hasil pengujian ditunjukkan dalam grafik variasi frekuensi dan variasi panjang lengan sistem paralel.

E. Peralatan yang digunakan

Tabel 1.
Spesifikasi Komponen yang Divariasikan

Set Point (Hz)	Lengan (cm)
15	L/10
20	
25	L/5
30	L/3
35	

III. HASIL DAN ANALISA

A. Perhitungan

Analisa nilai percepatan dapat menunjukkan seberapa besar nilai reduksi yang didapat. Dimana nilai percepatan pada penambahan 2 massa DVA di sistem paralel akan menimbulkan redaman sehingga dapat mereduksi getaran yang berlebih pada sistem utama. Dimana nilai percepatan didapat dari :

a. Frekuensi Natural

Untuk mengetahui frekuensi natural dari sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA maka harus mengetahui terlebih dahulu frekuensi natural dari sistem utama sebelum penambahan 2 massa DVA. Dimana frekuensi natural dihitung dengan cara :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (2)$$

Dimana ω_n (Hz) adalah frekuensi natural sistem utama yang digunakan untuk menentukan nilai frekuensi yang divariasikan. Dimana k adalah nilai kekakuan atau *stiffnes*, m adalah massa dari sistem utama, f adalah variasi frekuensi yang digunakan pada pengujian.

b. Panjang Beam

Pada tahap ini *prototype* DVA di desain sedemikian hingga terjadi sebuah frekuensi natural pada *range* operasi dari motor listrik. Dengan demikian tentunya nilai dari konstanta kekakuan (k_1 & k_2) yang digunakan pada *beam* sebagai sistem utama harus ditentukan dengan menggunakan persamaan frekuensi natural berikut :

$$(m_{\text{sistem utama}}) \cdot \omega_{\text{sistem utama}}^2 = k = 2 \cdot k_2 = 2 \cdot k_1 \quad (3)$$

Pada persamaan di atas $m_{\text{sistem utama}}$ merupakan masa gabungan dari motor listrik sebagai sumber eksitasi dan *beam*. Sementara K merupakan konstanta kekakuan ekuivalen dari *beam*

$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad (4)$$

Dari kedua persamaan di atas kemudian digunakan untuk mencari dimensi panjang (l) dari batang *beam* sehingga diperoleh K yang di inginkan

$$l = \sqrt[3]{\frac{3EI}{(m_{\text{sistem utama}})\omega_n \text{ sistem utama}^2}} \quad (5)$$

c. *Massa Unbalance*

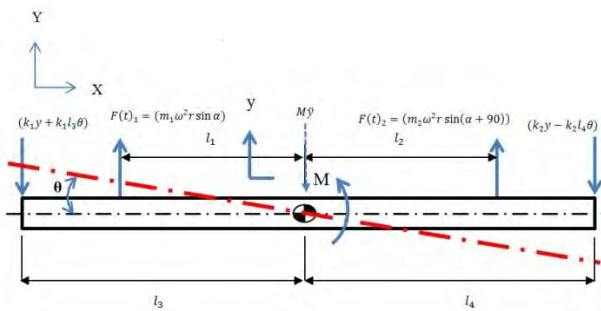
Massa unbalance yang digunakan sebagai pengatur variasi sudut yang dilekatkan pada *disk* dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$k \cdot \Delta x = m \cdot \omega^2 \cdot R \quad (6)$$

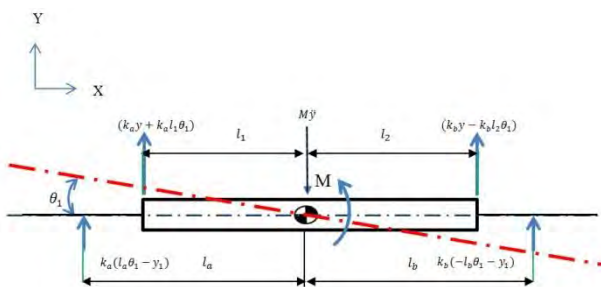
Dimana k adalah konstanta kekakuan *beam* (N/m), Δx adalah jarak antar *beam* (cm), m adalah massa *unbalance* (kg), ω adalah kecepatan sudut (rad/s), dan R adalah jari-jari piringan (cm).

d. *Analisa Gaya pada Mekanisme*

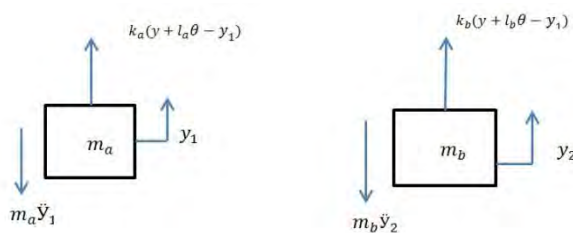
Pada gambar 3, 4 dan gambar 5 merupakan gaya-gaya yang terjadi pada model mekanisme sistem utama sebelum dan sesudah penambahan *double DVA* berikut penjabarannya:



Gambar. 3. Sistem Utama Tanpa DVA



Gambar. 4. Sistem Paralel



Gambar. 5. DVA

Melalui gambar 3,4, dan 5 dapat diperoleh persamaan kesetimbangan gaya dan momen dinamis yaitu, sebagai berikut.

a. *Persamaan Gerak Translasi Tanpa DVA*

$$\begin{aligned} \sum F_y &= M\ddot{y} \\ -(k_1 + k_2)y + (k_2l_4 - k_1l_3)\theta + (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ)) &= M\ddot{y} \\ (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ)) &= M\ddot{y} + (k_1 + k_2)y - (k_2l_4 - k_1l_3)\theta \\ \ddot{y} &= \frac{1}{M} [-(k_1 + k_2)y + (k_2l_4 - k_1l_3)\theta + (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ))] \end{aligned} \quad (7)$$

b. *Persamaan Gerak Rotasi Tanpa DVA*

$$\begin{aligned} \sum M &= J\ddot{\theta} \\ -(m_1\omega^2rl_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2rl_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) &= J\ddot{\theta} - (k_1l_3 - k_2l_4)y - (k_1l_3^2 + k_2l_4^2)\theta \\ \ddot{\theta} &= \frac{1}{J} [(k_1l_3 - k_2l_4)y + (k_1l_3^2 + k_2l_4^2)\theta - (m_1\omega^2rl_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2rl_2 \sin(\alpha + 90^\circ))] \end{aligned} \quad (8)$$

c. *Persamaan Gerak Translasi Sistem Paralel*

$$\begin{aligned} \sum F_y &= M\ddot{y} \\ M\ddot{y} &= -(k_a + k_b)y + ((-k_al_1) + (k_b l_2) - (k_al_a) + (k_b l_b))\theta_1 + k_a y_1 + k_b y_1 \\ \ddot{y} &= \frac{1}{M} [-(k_a + k_b)y + ((k_al_1) + (k_b l_2) - (k_al_a) - (k_b l_b))\theta_1 + k_a y_1 + k_b y_1] \end{aligned}$$

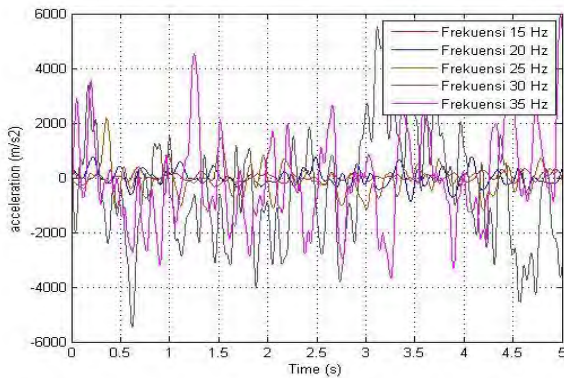
d. *Persamaan Gerak Rotasi Sistem Paralel*

$$\begin{aligned} \sum M &= J\ddot{\theta}_1 \\ k_al_1(y + l_1\theta_1) - k_b l_2(y - l_2\theta_1) + k_al_a(l_a\theta_1 - y_1) - k_b l_b(-l_b\theta_1 - y_1) &= J\ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_1 &= \frac{1}{J} [(k_al_1 - k_b l_2)y + (k_a(l_1)^2 + k_b(l_2)^2 + k_a(l_a)^2 + k_b(l_b)^2)\theta_1 - k_al_a y_1 + k_b l_b y_1] \end{aligned}$$

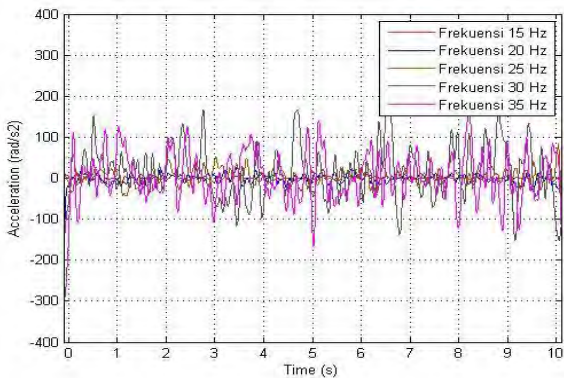
e. *Persamaan Gerak Translasi DVA*

$$\begin{aligned} \sum F_y &= M_a\ddot{y}_1 \\ k_a(y + l_a\theta - y_1) &= M_a\ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_1 &= \frac{1}{M_a} [k_a(y + l_a\theta - y_1)] \\ \sum F_y &= M_b\ddot{y}_1 \\ k_b(y + l_b\theta - y_2) &= M_b\ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_1 &= \frac{1}{M_b} [k_b(y + l_b\theta - y_2)] \end{aligned}$$

B. Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Panjang Lengan



Gambar. 7. Grafik Percepatan Translasi pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz Dengan Panjang Lengan L/5



Gambar. 8. Grafik Percepatan Sudut pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz Dengan Panjang Lengan L/5

Pada gambar 7 dan 8 adalah contoh hasil grafik hasil pengujian yang menunjukkan percepatan yang terjadi selama 5 detik untuk variasi frekuensi terhadap panjang lengan. Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa grafik tersebut merupakan hasil dari pembacaan channel 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik (b) merupakan channel 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25 cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik tersebut terlihat bahwa percepatan yang diperoleh pada channel 2 lebih besar dari channel 1 karena pada channel 2 terdapat nilai respon getar translasi dan rotasi. Sementara pada channel 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga hanya terdapat satu nilai respon getar translasi. Pada channel 2 diketahui nilai percepatan sebesar $54,74 \text{ rad/s}^2$ dan channel 1 diketahui nilai percepatan sebesar $6,30 \text{ m/s}^2$.

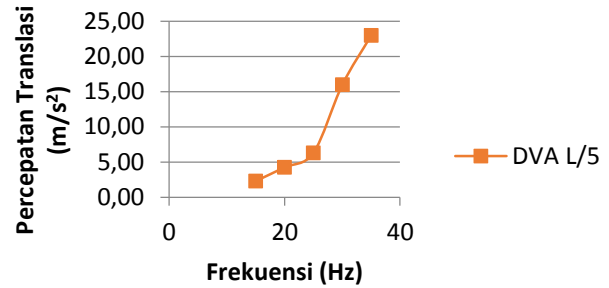
Nilai percepatan eksperimen dari variasi frekuensi terhadap panjang lengan tetap ditampilkan dalam bentuk tabel 2 dan gambar 9 berikut ini.

Tabel 2.

Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/5

Set Point (Hz)	Translasi (m/s^2)	Rotasi (rad/s^2)
15	2,30	12,24
20	4,26	29,27
25	6,30	54,74
30	15,95	148,47
35	22,97	160,24

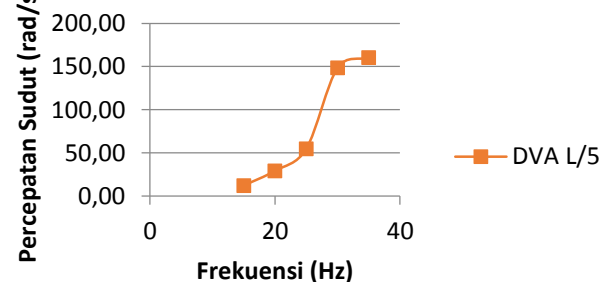
Grafik dengan Menggunakan DVA



Gambar. 9. Grafik Respon Getaran Arah Translasi Dengan Variasi Frekuensi Terhadap Panjang Lengan L/5

Pada gambar 9 dengan variasi panjang lengan L/5 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $2,30 \text{ m/s}^2$ dan dapat dilihat kenaikan hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan $6,30 \text{ m/s}^2$. Kemudian terdapat satu puncak resonansi pada frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan $15,95 \text{ m/s}^2$ mengalami kenaikan yang sangat tinggi. Pada frekuensi 30 Hz adalah frekuensi mendekati frekuensi natural sistem. Hal ini dipengaruhi oleh gaya eksitasi dari sistem tersebut dan grafik tersebut akan terus naik dan mempunyai titik puncak tak terhingga karena faktor gaya eksitasi dari sistem tersebut.

Grafik dengan Menggunakan DVA



Gambar. 10. Grafik Respon Getaran Arah Rotasi Dengan Variasi Frekuensi Terhadap Panjang Lengan L/5

Pada gambar 10 Pada panjang lengan L/5 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $12,24 \text{ rad/s}^2$ mengalami kenaikan hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan $54,74 \text{ rad/s}^2$. Pada saat frekuensi 30 Hz mengalami kenaikan yang tinggi dengan nilai percepatan $148,47 \text{ rad/s}^2$. Hal ini dikarenakan pada frekuensi 30 Hz mendekati frekuensi natural sistem dan disebabkan pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut. Dimana nilai percepatan pada arah rotasi lebih besar dari nilai percepatan arah translasi hal itu dikarenakan pada gerak rotasi terdapat dua macam gerak yaitu respon gerak rotasi dan translasi sehingga nilai percepatan yang dihasilkan lebih besar.

C. Nilai Reduksi

Nilai reduksi percepatan arah translasi dan rotasi dapat dilihat pada tabel 3 dan 4 berikut ini :

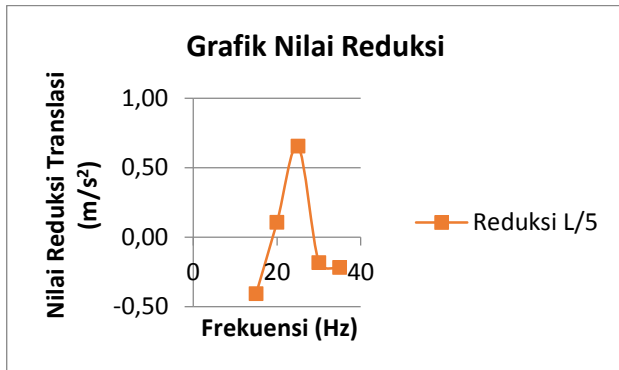
Tabel 3.
Hasil Nilai Reduksi Percepatan Translasi Pada Variasi Jarak DVA L/5

Frekuensi (Hz)	Acceleration (m/s^2)	Reduksi (m/s^2)
15	2,30	-0,41
20	4,26	0,11
25	6,30	0,65
30	15,95	-0,18
35	22,97	-0,22

Tabel 3.
Hasil Nilai Reduksi Percepatan Rotasi Pada Variasi Jarak DVA L/5

Frekuensi (Hz)	Acceleration (rad/s^2)	Reduksi (rad/s^2)
15	12,24	-0,54
20	29,27	0,08
25	54,74	0,38
30	148,47	-0,60
35	160,24	-0,01

Dibawah ini adalah grafik nilai reduksi pada sistem utama yang direduksi dengan penambahan 2 massa DVA sehingga nilai getaran yang terjadi pada sistem utama dapat tereduksi :

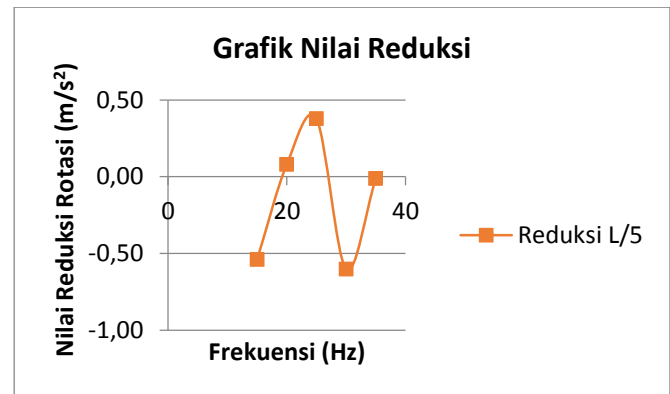


Gambar. 11. Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Translasi

Dari dasar teori yang dipakai nilai reduksi terbaik diambil pada frekuensi yang mendekati frekuensi natural dari sistem, dimana frekuensi dari sistem telah ditentukan pada frekuensi 20 Hz . tetapi pada saat pengambilan data mengalami banyak faktor pengurang sehingga nilai yang dihasilkan tidak sesuai dengan dasar teori faktor-faktor yang mempengaruhi pengambilan data seperti gesekan antara pulley dan V-belt , gesekan pada bearing, torsi motor yang kurang dll. Sehingga nilai frekuensi natural yang telah ditetapkan pada frekuensi 20 Hz mengalami pergeseran ke frekuensi 25 Hz karena faktor- faktor penghambat tersebut sehingga putaran pada inverter tidak sesuai dengan putaran yang sebenarnya.

Dari grafik nilai reduksi diatas dapat disimpulkan nilai reduksi pada frekuensi natural yaitu pada frekuensi 25 Hz pada lengan L/5 dengan nilai $0,65 \text{ m/s}^2$ didapatkan nilai

reduksi terbaik pada gerak translasi dengan penambahan *double DVA – Dependent* dengan nilai reduksi sebesar $0,65 \text{ m/s}^2$, atau dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama dengan nilai 65% sehingga dapat disimpulkan pemasangan *double DVA - Dependent* dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama.



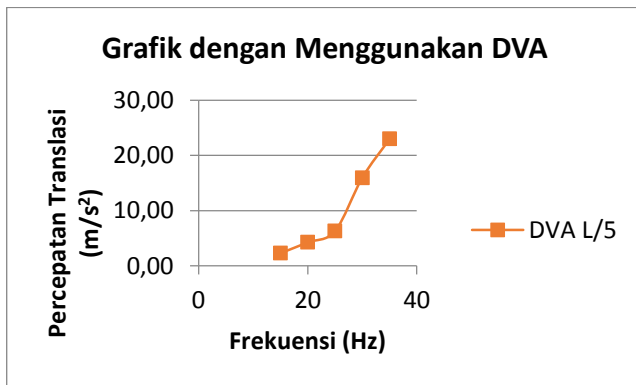
Gambar. 12. Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Rotasi

Dari dasar teori yang dipakai nilai reduksi terbaik diambil pada frekuensi yang mendekati frekuensi natural dari sistem, dimana frekuensi dari sistem telah ditentukan pada frekuensi 20 Hz . tetapi pada saat pengambilan data mengalami banyak faktor pengurang sehingga nilai yang dihasilkan tidak sesuai dengan dasar teori faktor-faktor yang mempengaruhi pengambilan data seperti gesekan antara pulley dan V-belt , gesekan pada bearing, torsi motor yang kurang dll. Sehingga nilai frekuensi natural yang telah ditetapkan pada frekuensi 20 Hz mengalami pergeseran ke frekuensi 25 Hz karena faktor- faktor penghambat tersebut sehingga putaran pada inverter tidak sesuai dengan putaran yang sebenarnya.

Dari grafik nilai reduksi diatas dapat disimpulkan nilai reduksi pada frekuensi natural yaitu pada frekuensi 25 Hz pada L/5 dengan nilai $0,38 \text{ rad/s}^2$ didapatkan nilai reduksi terbaik pada gerak rotasi dengan penambahan *double DVA – Dependent* dengan nilai reduksi sebesar $0,38 \text{ rad/s}^2$, atau dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama dengan nilai 38% sehingga dapat disimpulkan pemasangan *double DVA - Dependent* dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama.

D. Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Sistem Utama

Pada gambar 13 adalah salah satu contoh pengaruh variasi frekuensi terhadap sistem utama ditunjukkan pada grafik dibawah ini :

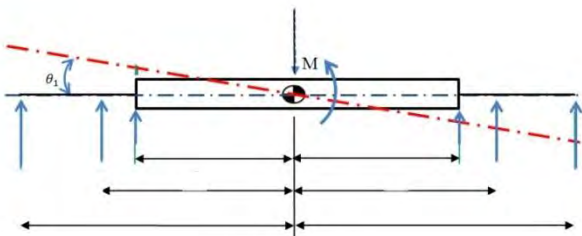


Gambar. 13. Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Translasi

Pada eksperimen ini dilakukan pengambilan data dengan variasi frekuensi, dimana pada eksperimen ini dilakukan perubahan/variasi frekuensi putaran motor dengan variasi putaran sebagai berikut : 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, 35 Hz dimana masing masing variasi frekuensi menimbulkan karakteristik getaran yang berbeda baik respon gerak arah translasi maupun respon gerak arah rotasi. Dari contoh grafik diatas dapat dilihat dengan penambahan frekuensi maka respon gerak yang dihasilkan akan semakin besar.

E. Pengaruh Panjang Lengan Terhadap Sistem Utama dan Stiffness Pegas Sistem Paralel

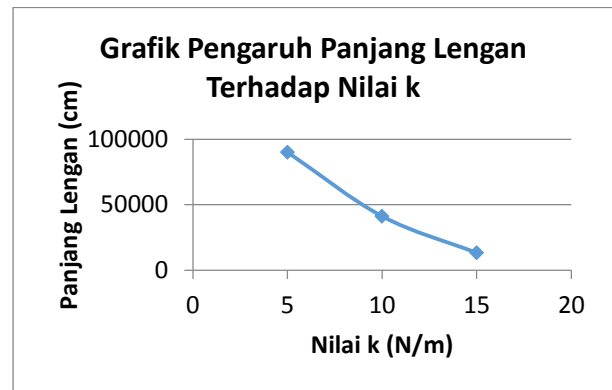
Pada gambar 14 merupakan pengaruh panjang lengan terhadap respon gerak yang terjadi pada sistem utama.



Gambar. 14. Gambar Variasi Panjang Lengan

Variasi panjang lengan pada eksperimen ini adalah memvariasikan jarak beam dari *centre of gravity* dari sistem utama, dimana variasi jarak pergeseran telah ditentukan yaitu variasi L/10, L/5, L/3 dari panjang total sistem utama sepanjang 50 cm. pengaruh variasi pergeseran jarak beam terhadap respon gerak translasi dan rotasi pada sistem utama yaitu kekakuan dari pegas itu sendiri, dimana jarak pergeseran semakin mendekati *centre of gravity*, misalkan pada variasi jarak L/10 maka respon gerak translasi pada sistem utama akan mampu mereduksi getaran yang lebih baik, akan tetapi pada respon gerak translasi tidak mampu mereduksi getaran dengan baik dan sebaliknya jika posisi pergeseran menjauhi *centre of gravity* maka respon gerak rotasi akan mampu direduksi dengan baik tetapi pada respon gerak translasi tidak mampu direduksi dengan baik, jika pada lengan menjauhi *centre of gravity* maka pengaruh momen yang ditimbulkan pada pada sistem utama akan lebih besar.

Gambar 14 merupakan grafik pengaruh panjang lengan terhadap kekakuan pada pegas sistem paralel yang ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar. 14. Gambar Variasi Panjang Lengan

Pengaruh variasi panjang lengan terhadap variasi sistem paralel dimana jika DVA diletakkan pada variasi L/10 yang mendekati dengan *centre of gravity* maka nilai k semakin besar sehingga dapat meredam respon getar ke arah translasi lebih baik. Sedangkan jika DVA diletakkan pada variasi L/3 yang dimana DVA menjauhi dari *centre of gravity* maka nilai k semakin kecil. Hal ini dikarenakan semakin besar nilai l maka semakin kecil nilai k sedangkan semakin kecil nilai l maka semakin besar nilai k.

IV. KESIMPULAN

Dari analisa dan pembahasan dapat disimpulkan jika jarak antara 2 massa DVA semakin mendekati *centre of gravity* maka mampu meredam respon gerak arah translasi dan jika jarak antara 2 massa DVA menjauhi *centre of gravity* maka mampu meredam respon gerak arah rotasi.

Hasil yang didapatkan dalam pengujian bahwa nilai reduksi maksimal respon getar arah translasi terdapat pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA L/5 (10 cm) yaitu sebesar 0,65 m/s² atau 65% dan respon getar arah rotasi dengan nilai percepatan 0,38 rad/s² atau 38%.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terimakasih kepada seluruh pihak yang telah banyak membantu atas selesainya artikel ini, terutama kepada Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. selaku dosen pembimbing, kedua orang tua dan keluarga besar, ketua jurusan, karyawan, dosen Teknik Mesin ITS, serta teman-teman terbaik kampus perjuangan Teknik Mesin ITS Surabaya.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Yoshida, Kazuo. *Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation*. 1995. ITS. Surabaya. Indonesia.
- [2] Rao, Singiresu S., (2004), *Mechanical Vibration*, Fourth edition, Pearson Education International, New Jersey
- [3] Krenk, Steen. *Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure*. 2013. ITS. Surabaya. Indonesia
- [4] H.L. Sun, P.Q. Zhang, H.B. Chen, K. Zhang, X.L. Gong, 2007, "Application of dynamic vibration absorbers in structural vibration control under multi-frequency harmonic excitation," *Applied Acoustics* 69 (2008) 1361–1367

- [5] **Lim, Seungho.** 2009. "*Cantilever Dynamic Vibration Absorber for Reducing Optical Disk Drive Vibration.* **IEEE journal.** Vol 45. No5
- [6] **Effendi, Herri.** *Karakteristik Sistem Getaran 2 DOF Dengan Penambahan Single Dynamic Vibration Absorber* , 2015.



SIDANG TUGAS AKHIR

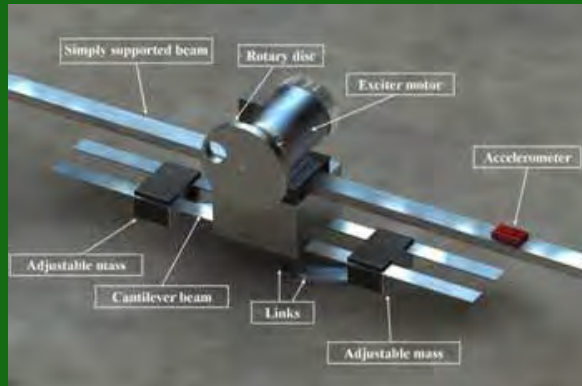
STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - DEPENDENT*

**Disusun Oleh :
PRASETYA AGISTA
2112 106 048**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng
19750511 1999 031 001**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER**

LATAR BELAKANG



RUMUSAN MASALAH

1. Bagaimana karakteristik getaran sistem utama dan sistem paralel DVA akibat penambahan 2 massa DVA ?
2. Bagaimana pengaruh penambahan 2 massa DVA terhadap getaran rotasi dan translasi pada sistem utama ?
3. Bagaimana nilai reduksi getaran pada sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA ?



TUJUAN PENELITIAN

1. Mengetahui karakteristik getaran sistem utama dan sistem paralel DVA akibat penambahan 2 massa DVA
2. Mengetahui pengaruh penambahan 2 massa DVA terhadap getaran rotasi dan translasi pada sistem utama
3. Mengetahui nilai reduksi getaran pada sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA



BATASAN MASALAH

1. Pengoperasian motor listrik dalam keadaan normal
2. Getaran yang terjadi pada sistem utama hanya bergerak satu sumbu vertikal
3. Nilai redaman diasumsikan kecil sehingga dapat diabaikan
4. Perpindahan 2 massa DVA - *dependent* bergeser secara simetris
5. Gaya eksitasi yang terjadi hanya disebabkan oleh massa *unbalance* yang digerakkan oleh motor listrik

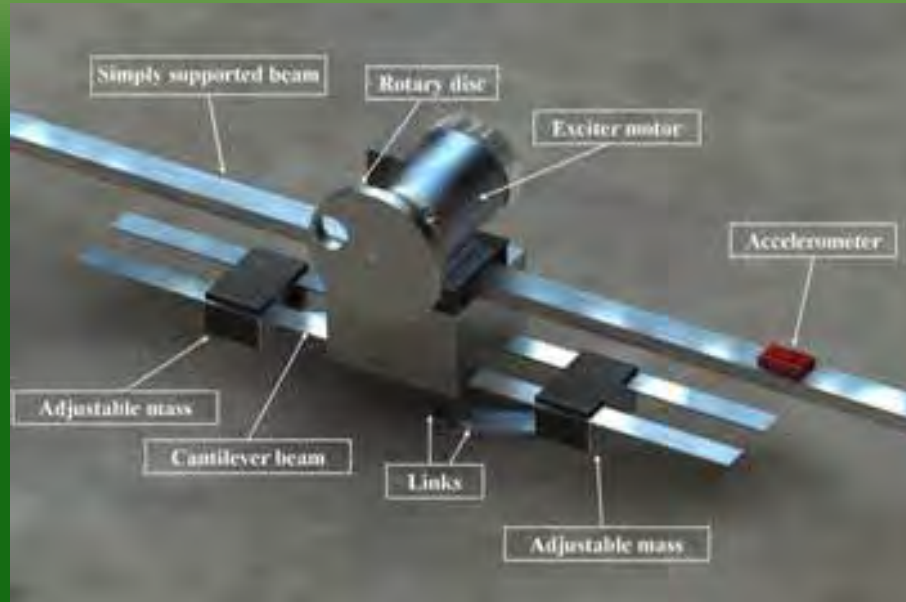


MANFAAT PENELITIAN

1. Mengetahui manfaat penambahan 2 massa DVA untuk meredam suatu getaran agar bisa diaplikasikan pada dunia industri
2. Menyediakan data pengaruh penambahan DVA terhadap reduksi getaran sistem utama

DASAR TEORI

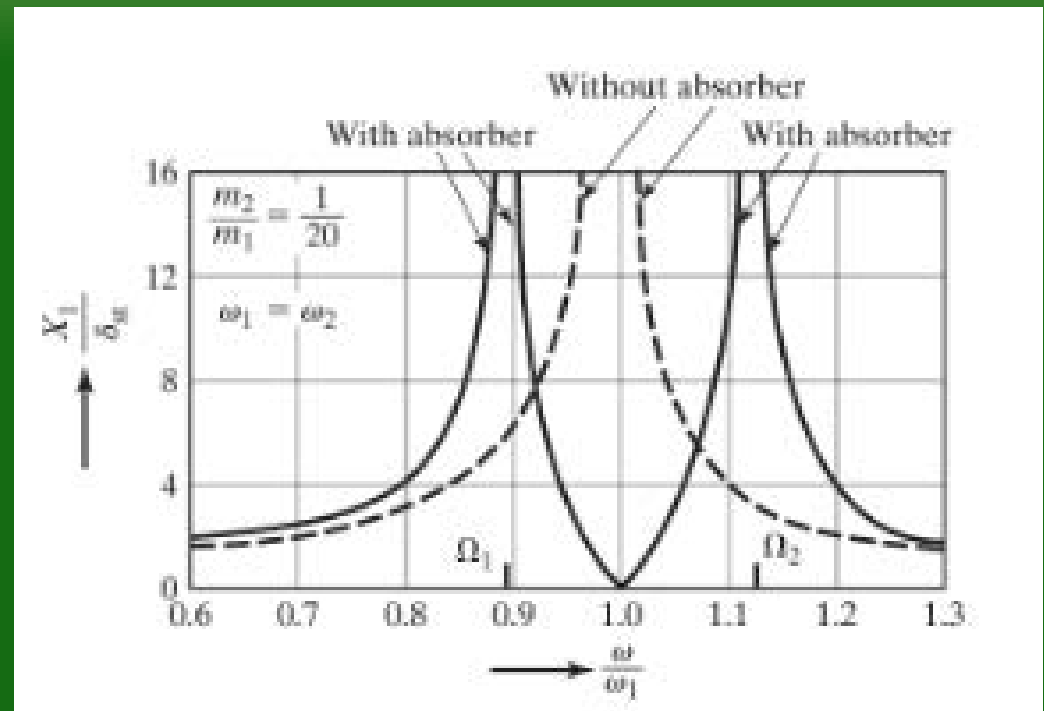
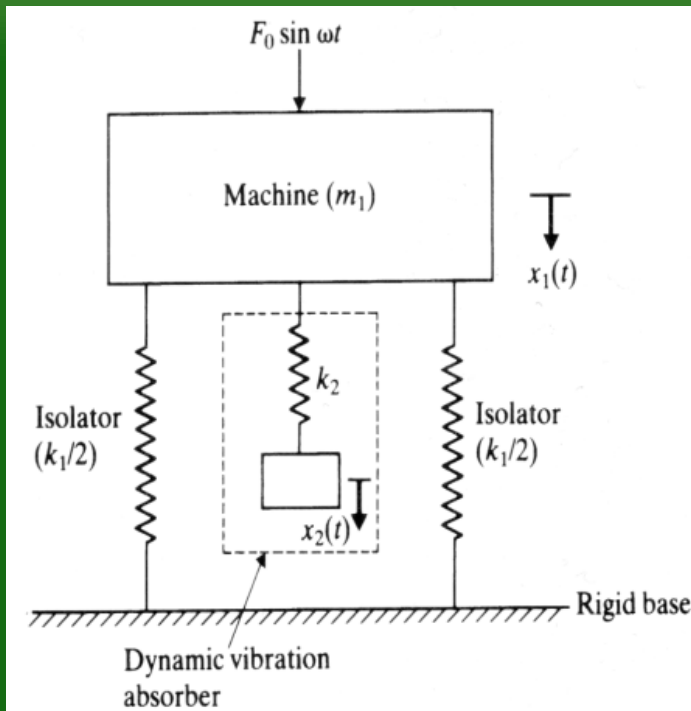
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)



Dynamic Vibration Absorber (DVA) adalah mekanisme yang digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. DVA ini terdiri dari massa dan kekakuan lain yang melekat pada massa utama

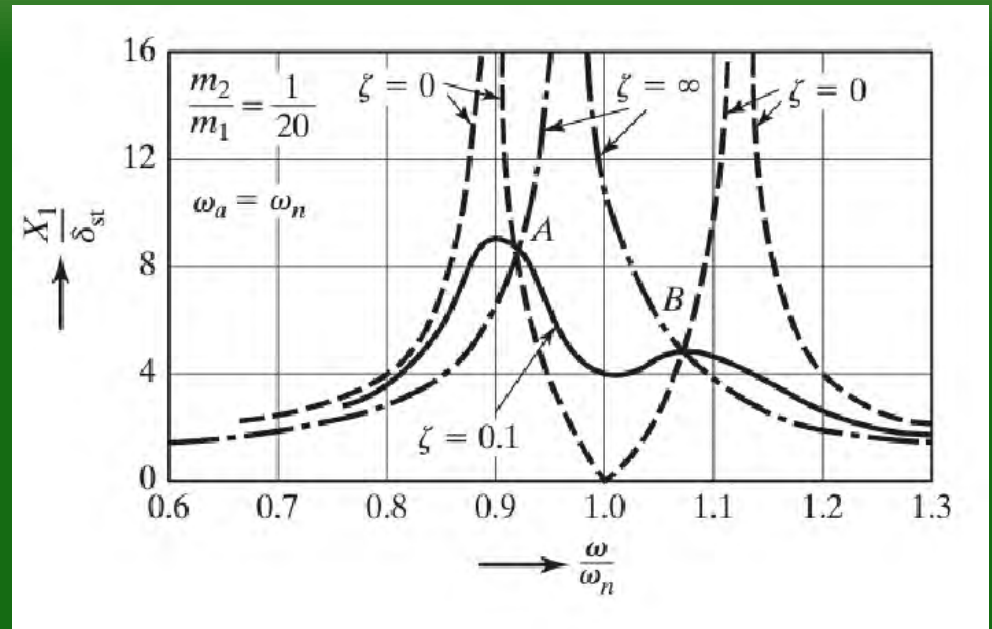
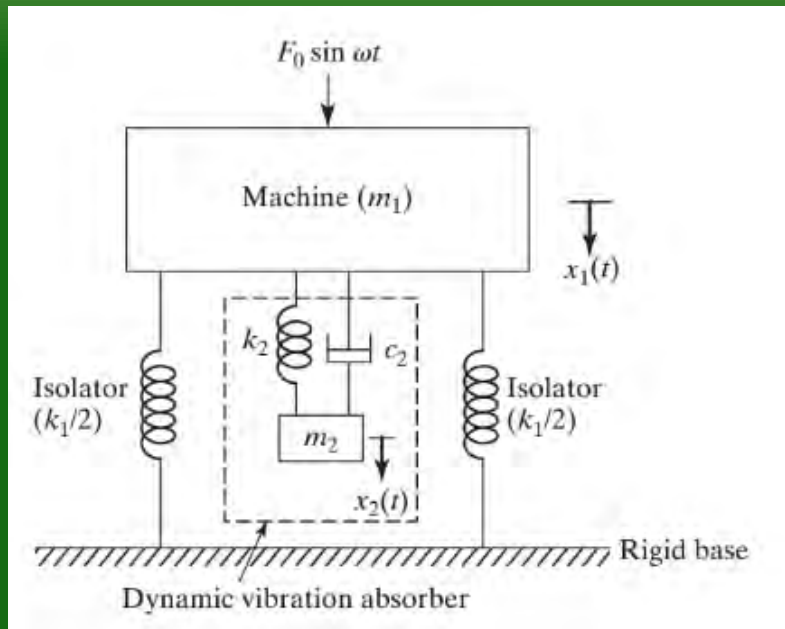
DASAR TEORI

GETARAN SISTEM DINAMIS TANPA PEREDAM

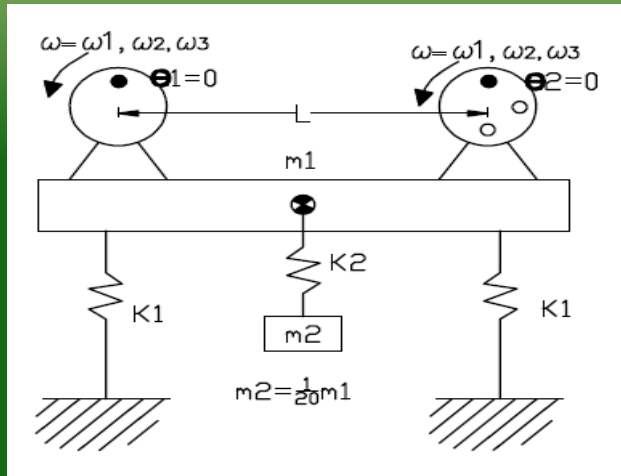


DASAR TEORI

GETARAN SISTEM DINAMIS DENGAN PEREDAM



PENELITIAN TERDAHULU



Persamaan untuk m_1

$$m_1 \ddot{x}_1 + (2k_1 - k_2)x_1 = F_1 + F_2$$

Persamaan untuk m_2

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 - k_2 x_1 = 0$$

Herry Effendi Pada sistem ini dengan memvariasikan panjang lengan beam , massa DVA dan variasi putaran motor. Dari hasil percobaan didapatkan nilai parameter DVA terbaik yang mampu mereduksi getaran. Nilai reduksi optimum sebesar $1,11785 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 15 Hz dengan sudut massa disk 180°

METODOLOGI PENELITIAN

Metode penelitian yang digunakan adalah metode eksperimen yaitu mendapatkan data dengan melakukan percobaan

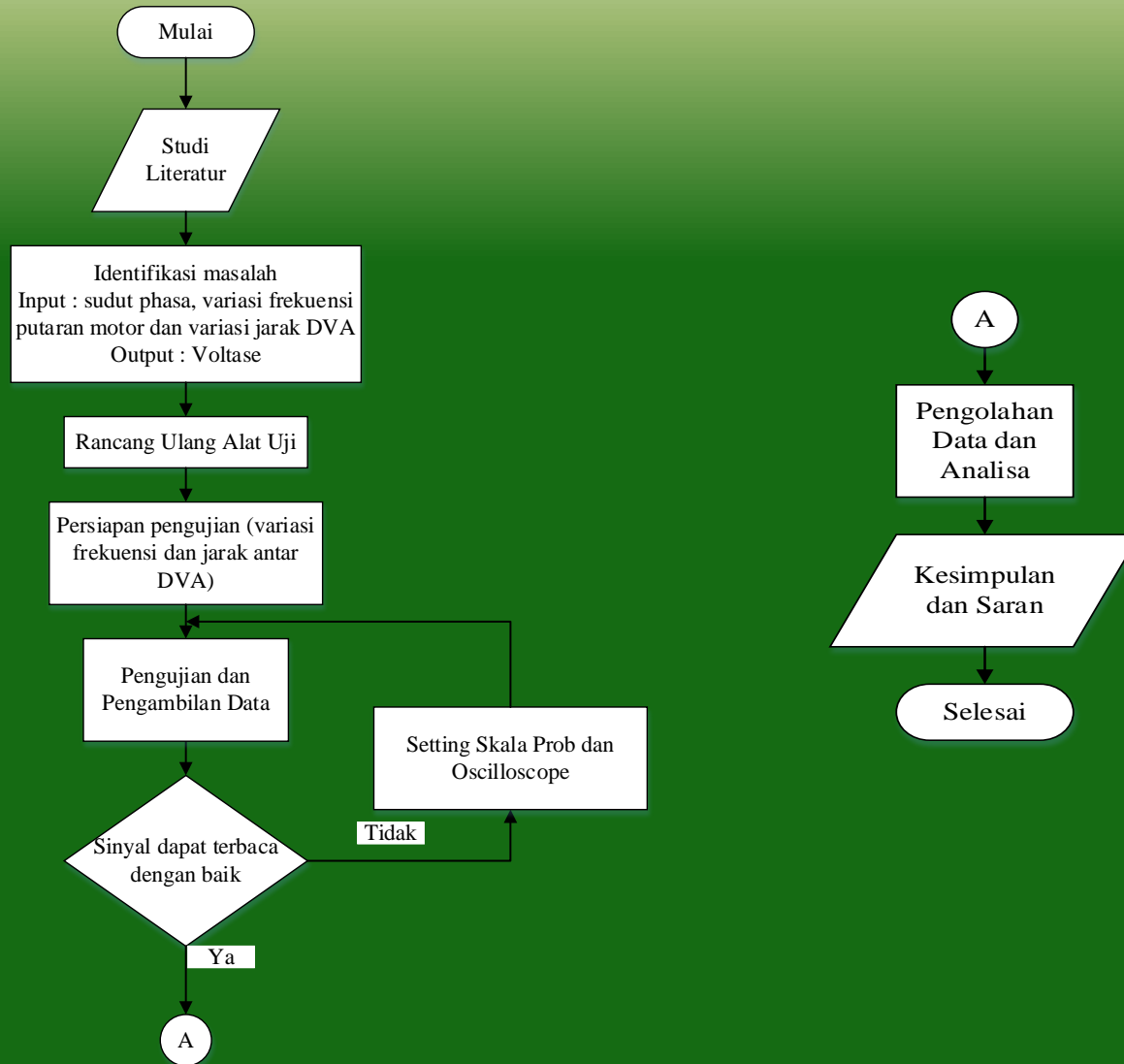
- Rancangan Pemodelan Sederhana

- Skema Variasi

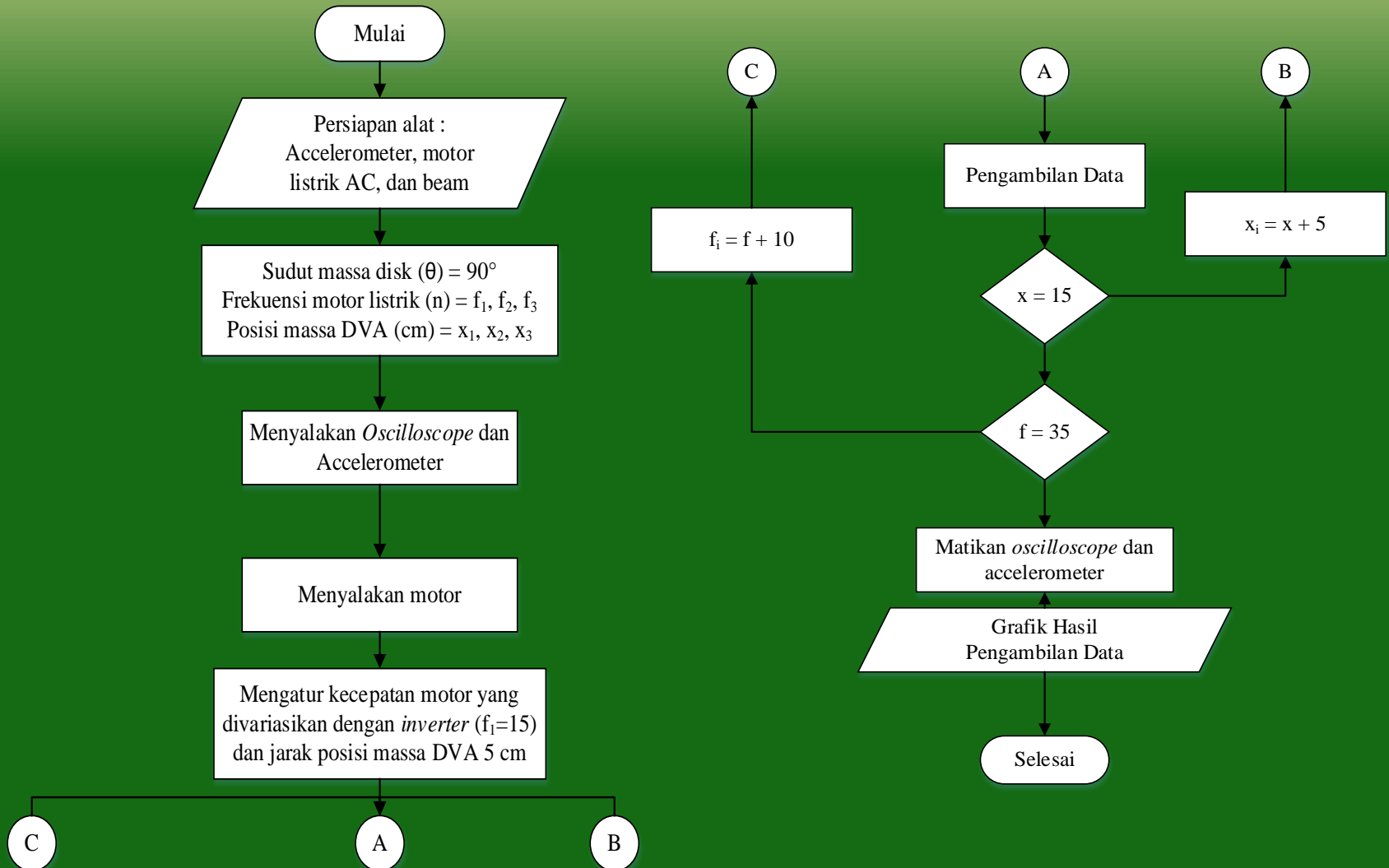
- Peralatan ukur dan skema peralatan



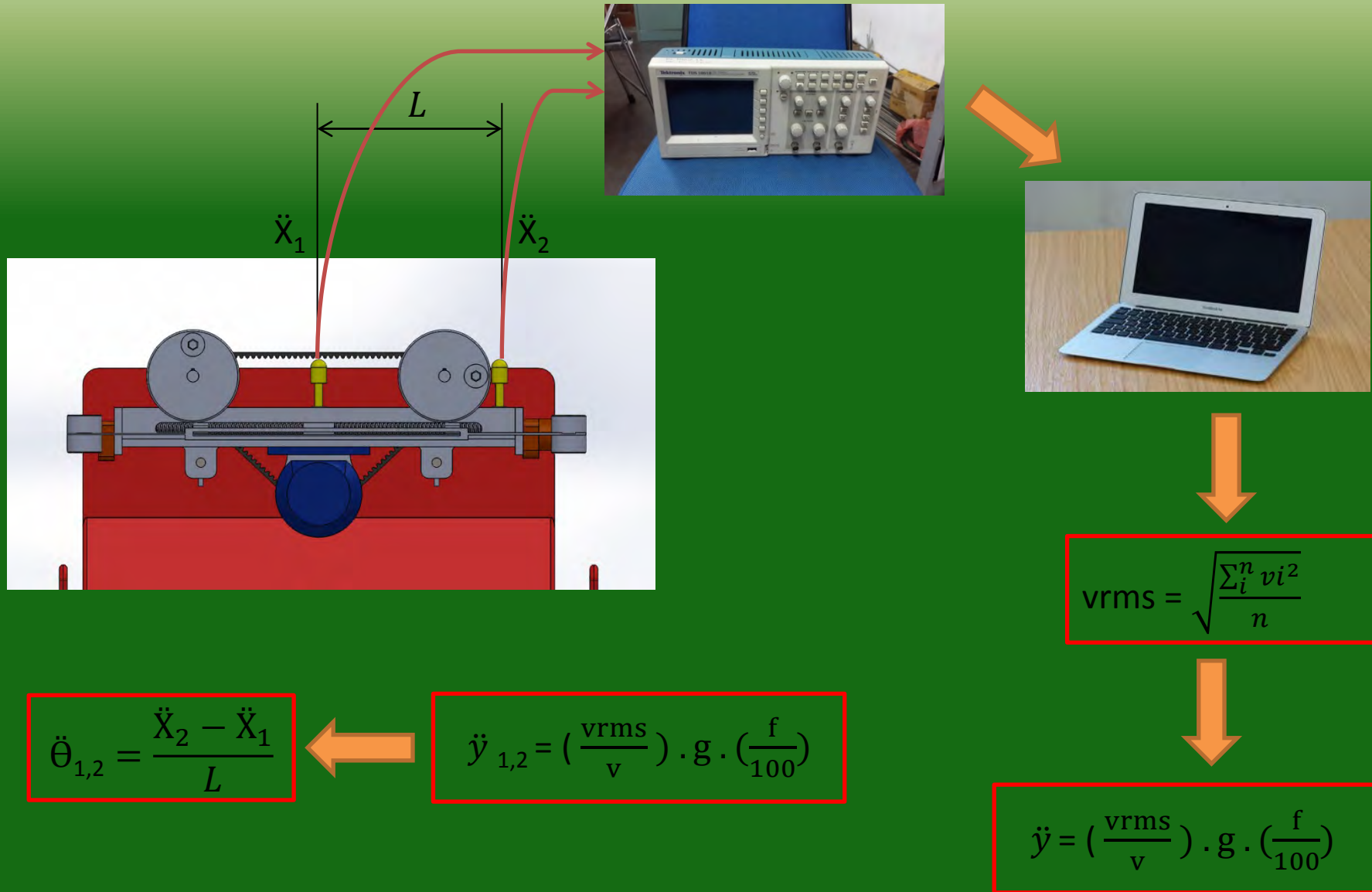
FLOWCHART PENELITIAN



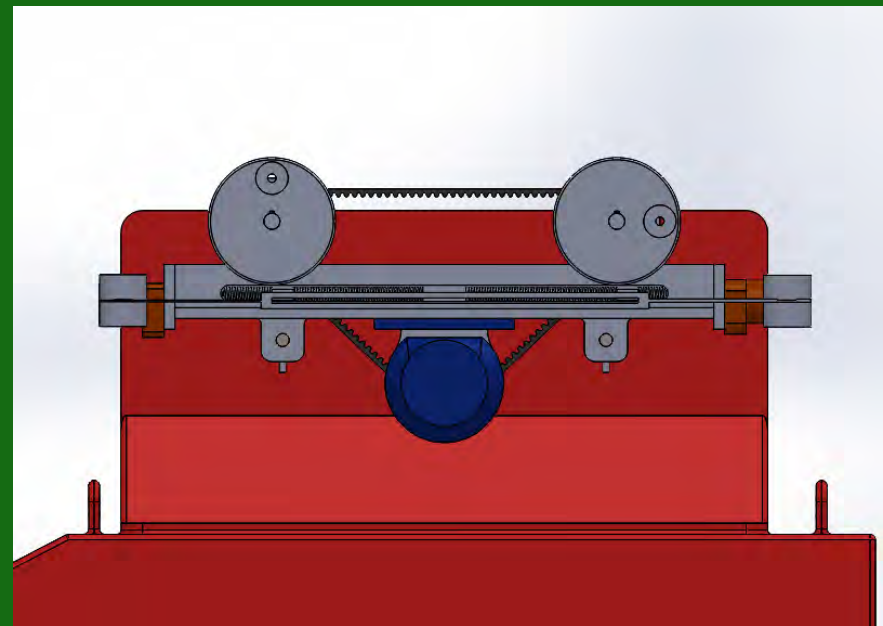
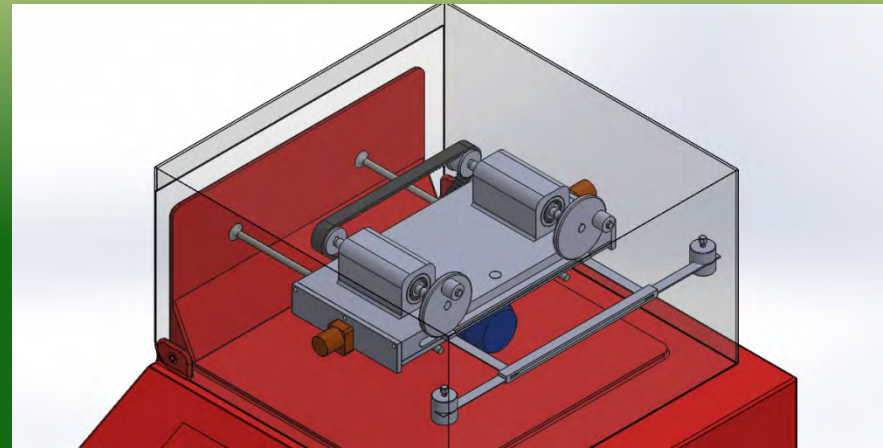
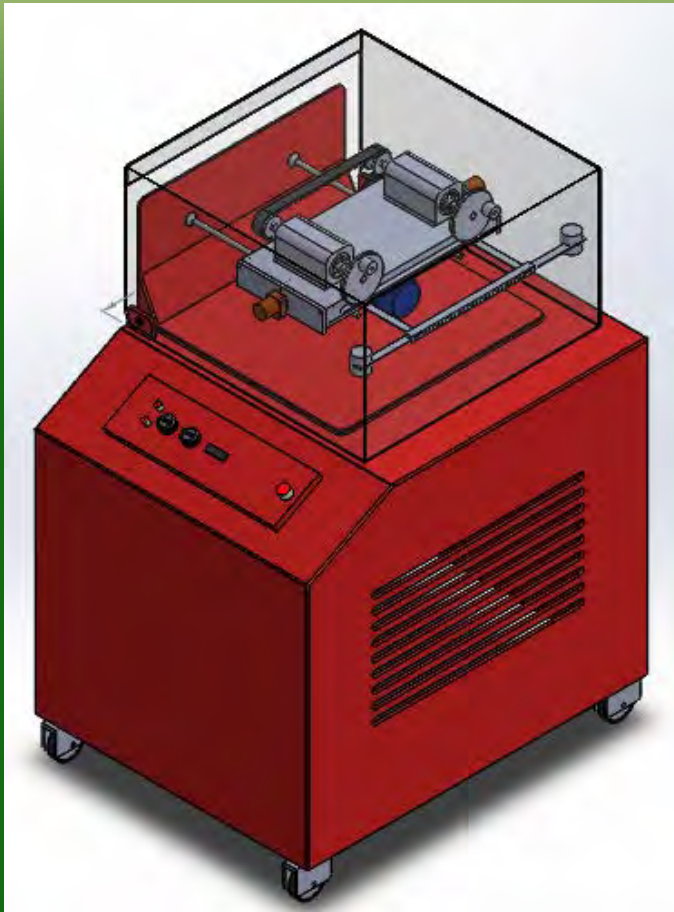
FLOWCHART PENGUJIAN



SKEMA PERALATAN PENGUKURAN



DESAIN ALAT UJI



SKEMA VARIASI



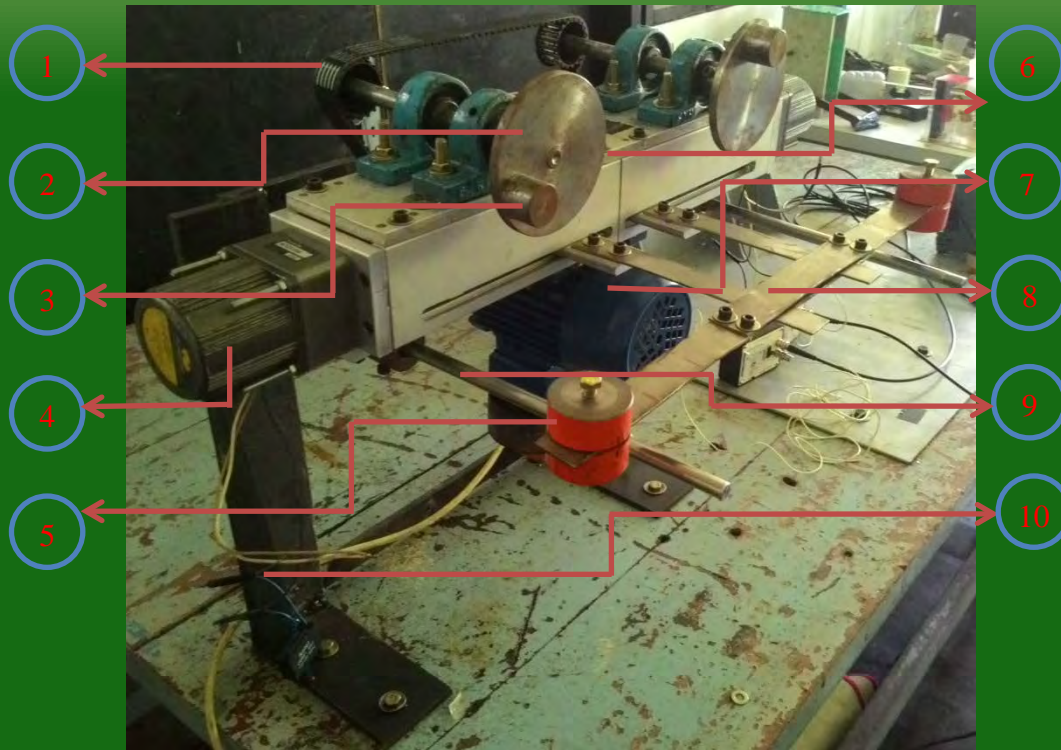
Tanpa DVA



Dengan DVA

Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> Sistem Double DVA - Dependent Sudut phasa 90^0 	<ul style="list-style-type: none"> Frekuensi (Hz) : <ul style="list-style-type: none"> 15 25 35 Posisi (cm) : <ul style="list-style-type: none"> 5 10 15 	<ul style="list-style-type: none"> Voltase 	<ul style="list-style-type: none"> Respon Getaran (VRMS) Percepatan

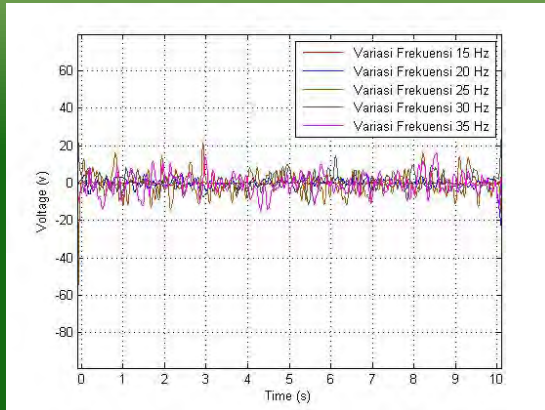
PROTOTIP ALAT UJI



Keterangan:

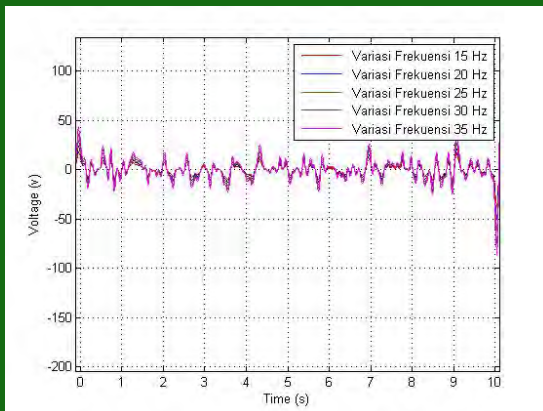
- 1. Timing Belt
- 2. *Disc*
- 3. Massa *Disc*
- 4. Gear Motor
- 5. DVA
- 6. Sistem Utama
- 7. Motor Listrik
- 8. Sistem Paralel
- 9. Poros Penyangga
- 10. Bodi Mesin

GRAFIK VOLTASE HASIL PENGUJIAN TANPA DVA



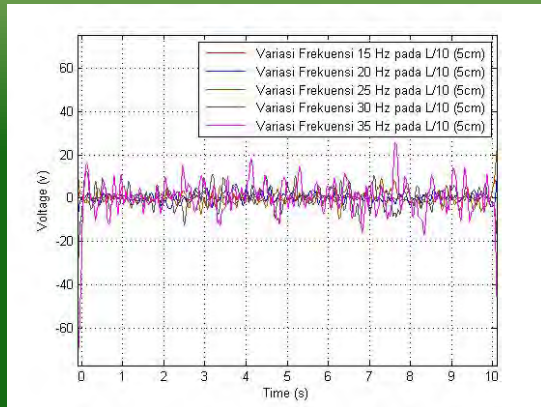
A

Set Point	Translasi	Rotasi
15	0,0111	0,054
20	0,0243	0,1621
25	0,0744	0,3586
30	0,0458	0,315
35	0,0549	0,4607



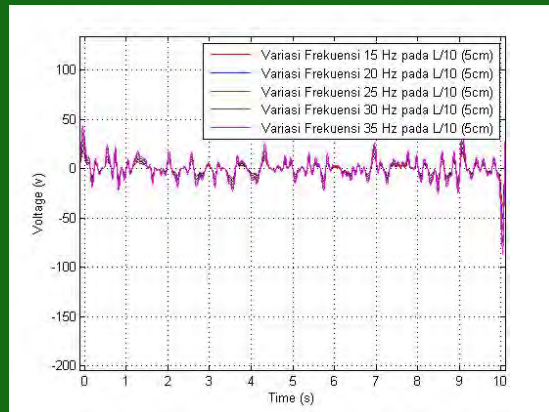
B

GRAFIK VOLTASE GRAFIK VOLTASE HASIL PENGUJIAN DENGAN DVA L/10



A

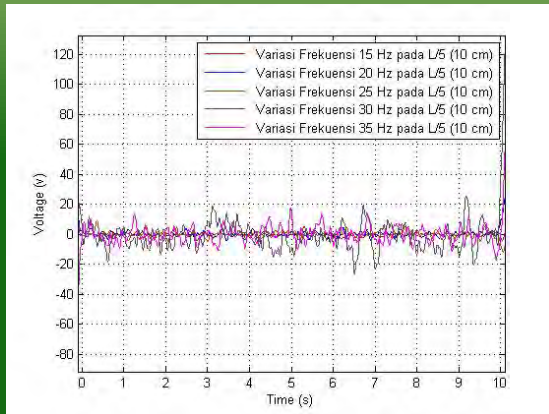
Set Point	Translasi	Rotasi
15	0,0111	0,054
20	0,0243	0,1621
25	0,0744	0,3586
30	0,0458	0,315
35	0,0549	0,4607



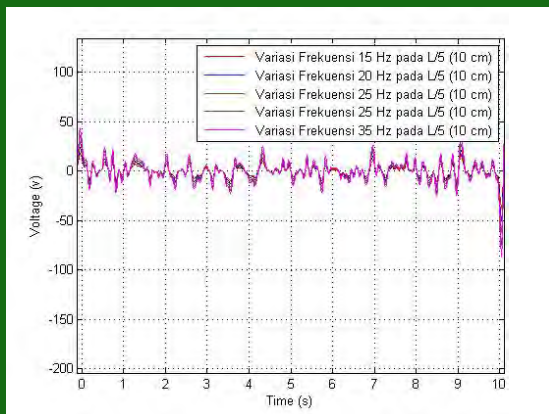
B



GRAFIK VOLTASE GRAFIK VOLTASE HASIL PENGUJIAN DENGAN DVA L/5



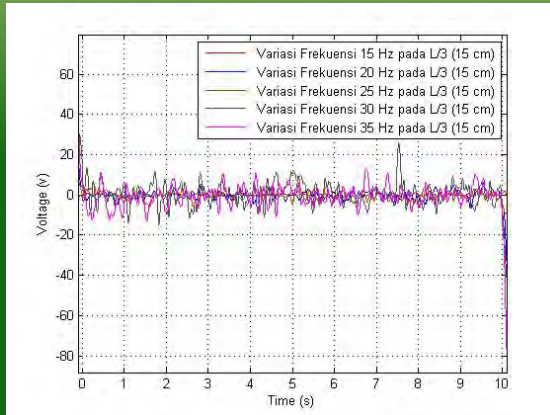
A



B

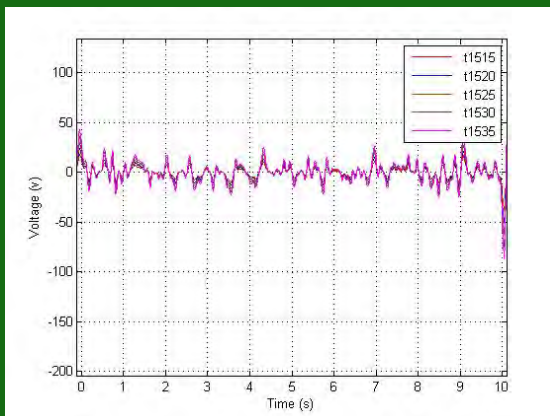
Set Point	Translasi	Rotasi
15	0,0111	0,054
20	0,0243	0,1621
25	0,0744	0,3586
30	0,0458	0,315
35	0,0549	0,4607

GRAFIK VOLTASE GRAFIK VOLTASE HASIL PENGUJIAN DENGAN DVA L/3



A

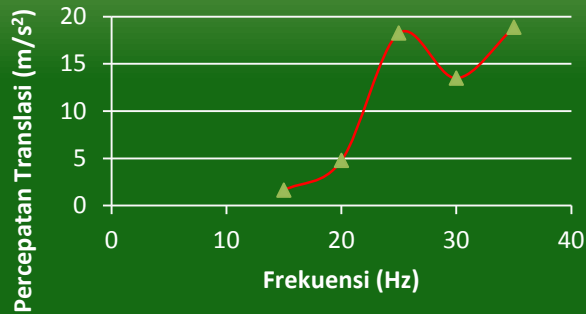
Set Point	Translasi	Rotasi
15	0,0111	0,054
20	0,0243	0,1621
25	0,0744	0,3586
30	0,0458	0,315
35	0,0549	0,4607



B

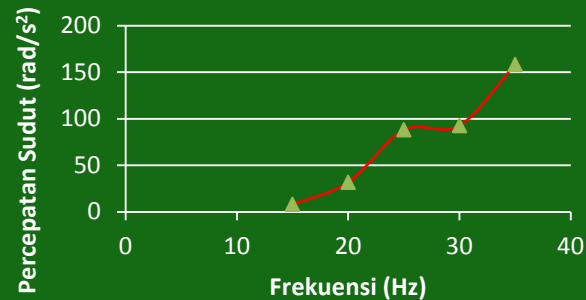
GRAFIK RESPON GETARAN TANPA DVA

Grafik tanpa DVA



A

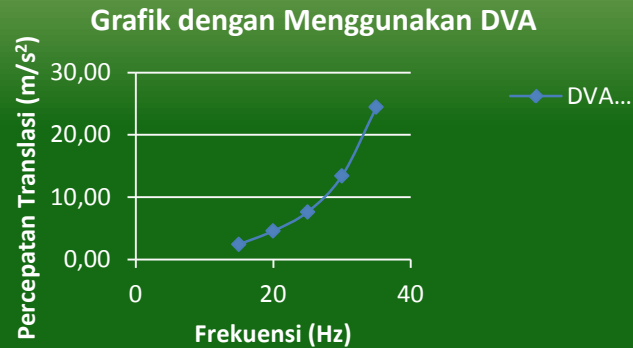
Grafik tanpa DVA



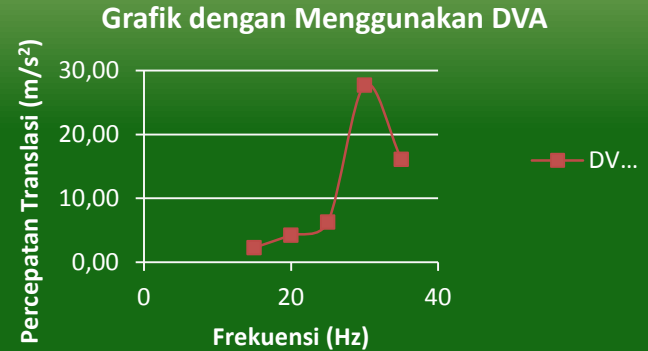
B

Set Point Hz	Translasi m/s ²	Rotasi rad/s ²
15	1,63	7,95
20	4,77	31,80
25	18,25	87,95
30	13,48	92,70
35	18,85	158,18

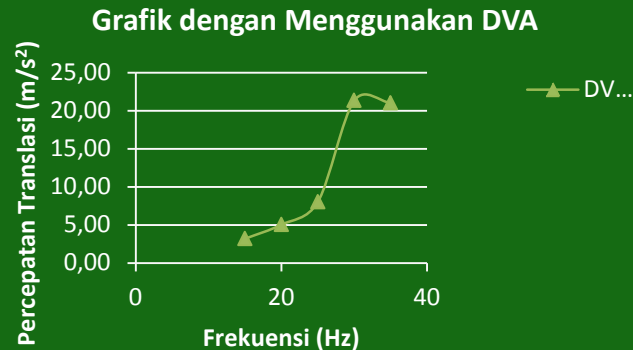
GRAFIK RESPON GETARAN TRANSLASI DENGAN DVA



A



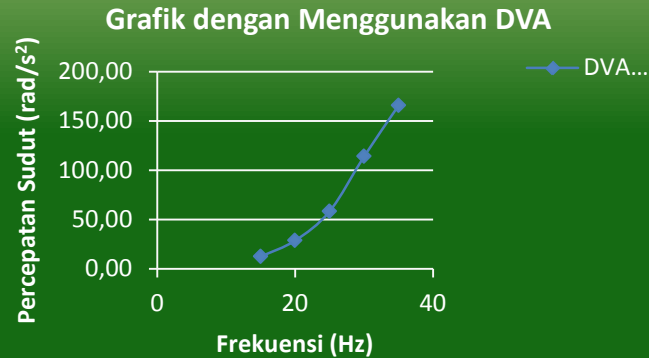
B



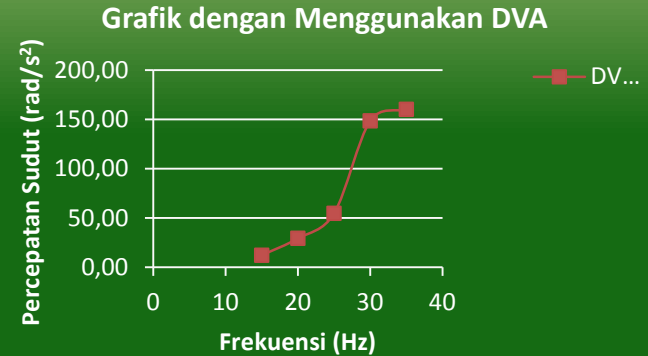
C

Set Point Hz	Panjang Lengan		
	L/10 m/s ²	L/5 m/s ²	L/3 m/s ²
15	2,41	2,30	3,19
20	4,57	4,26	5,04
25	7,63	6,30	8,04
30	13,42	27,72	21,34
35	24,45	16,10	21,01

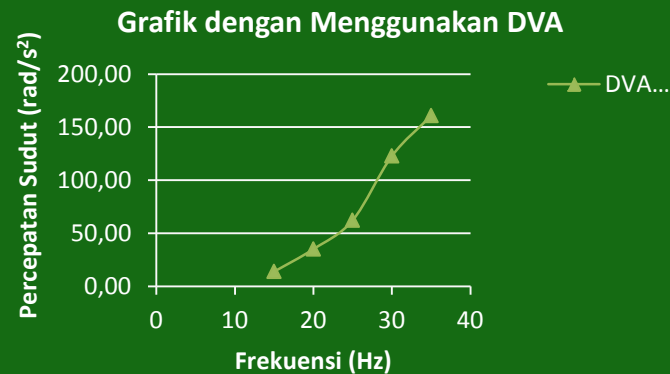
GRAFIK RESPON GETARAN ROTASI DENGAN DVA



A



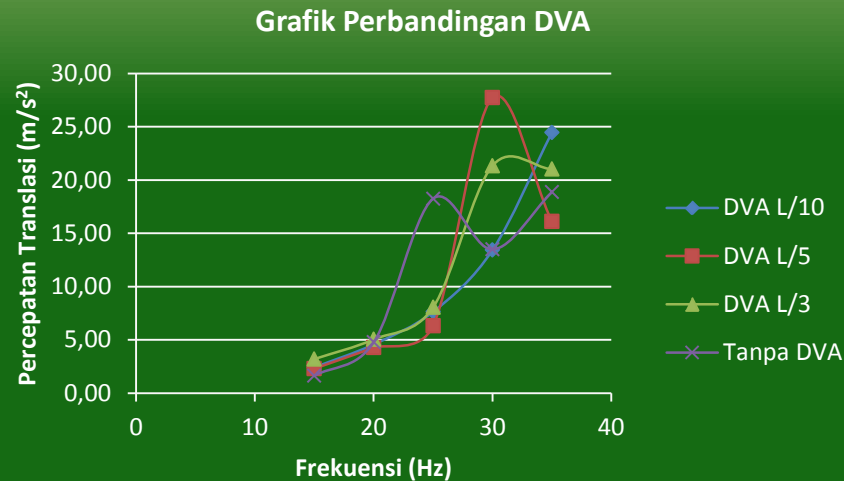
B



C

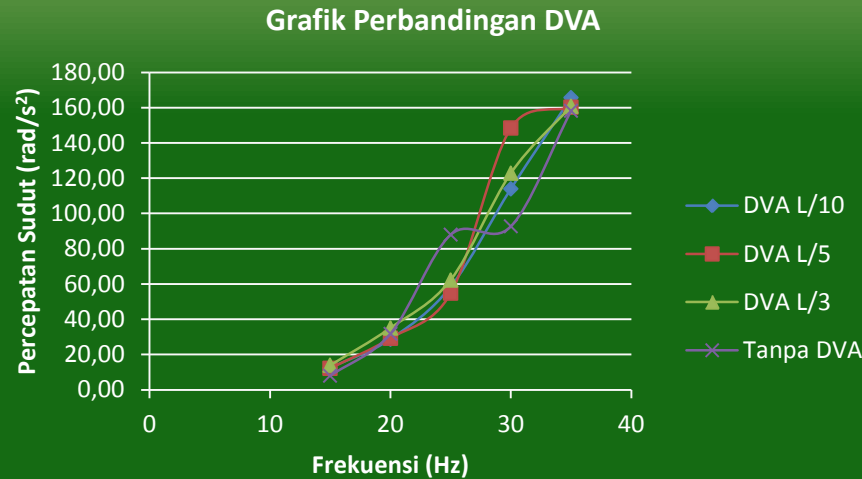
Set Point Hz	Panjang Lengan		
	L/10 rad/s ²	L/5 rad/s ²	L/3 rad/s ²
15	12,45	12,24	13,91
20	28,74	29,27	35,10
25	58,44	54,74	62,34
30	114,01	148,47	122,87
35	165,63	160,24	160,86

GRAFIK PERBANDINGAN TANPA DVA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE* DVA (TRANSLASI)



DARI GRAFIK DIATAS DAPAT DISIMPULKAN PADA FREKUENSI 25 Hz DIMANA AREA TERSEBUT MERUPAKAN AREA FREKUENSI NATURAL , RESPON GERAK TRANSLASI DAPAT DIREDAM DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE* DVA-DEPENDENT DENGAN NILAI REDUKSI MAKSIMAL 6,30 m/s² ATAU MEMPUNYAI REDUKSI SEBESAR 44%

GRAFIK PERBANDINGAN TANPA DVA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE* DVA (ROTASI)



DARI GRAFIK DIATAS DAPAT DISIMPULKAN PADA FREKUENSI 25 Hz DIMANA AREA TERSEBUT MERUPAKAN AREA FREKUENSI NATURAL , RESPON GERAK ROTASI DAPAT DIRELAM DENGAN PENAMBAHAN DOUBLE DVA-DEPENDENT DENGAN NILAI REDUKSI MAKSIMAL 54,74 rad/s^2 ATAU MEMPUNYAI REDUKSI SEBESAR 70%

KESIMPULAN

1. Dari pengujian menyatakan bahwa semakin besar frekuensi yang diberikan maka respon getaran ke arah translasi semakin besar sedangkan respon getaran ke arah rotasi menjadi lebih besar dikarenakan memiliki dua nilai yaitu respon getaran ke arah translasi dan rotasi.
2. Hasil yang didapatkan dalam pengujian bahwa nilai reduksi maksimal respon getar arah translasi terdapat pada variasi frekuensi 25 Hz dengan variasi jarak DVA $L/5$ (10 cm) yaitu sebesar $6,30 \text{ m/s}^2$ nilai reduksi sebesar 44% dan respon getar arah rotasi dengan nilai percepatan $54,74 \text{ rad/s}^2$ nilai reduksi 71%



SARAN

1. Daya motor diperbesar agar frekuensi inverter sesuai dengan putaran motor.
2. Jalur pergeseran DVA diberi mistar agar saat pergeseran variasi DVA lebih tepat.
3. Konstruksi meja harus lebih kuat dan dikaitkan dengan lantai agar tidak terjadi getaran lain yang ditimbulkan oleh massa *unbalance*.
4. *Timing belt* harus diberi penutup agar tidak berbahaya pada saat pengambilan data.
5. Pada peneliti selanjutnya diperlukan variasi pergeseran jarak DVA secara tidak simetri agar lebih akurat untuk mengetahui pengaruh terhadap reduksi getaran dari sistem utama.



Terima Kasih